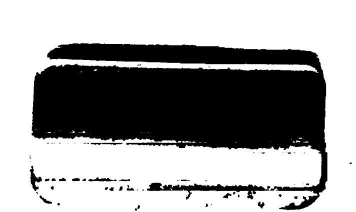
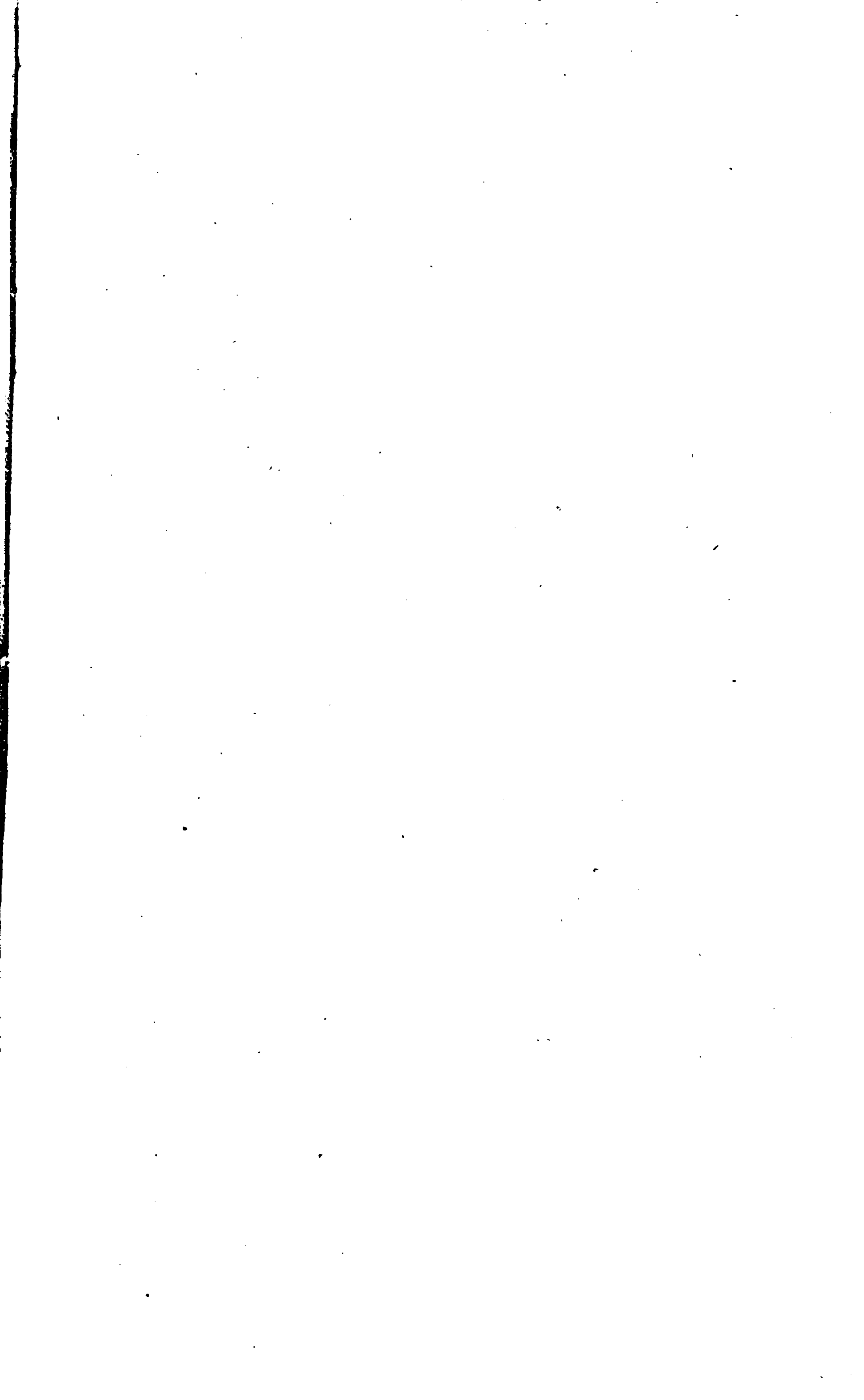






Graphische Behandlung

der

Schiebersteuerungen

nach

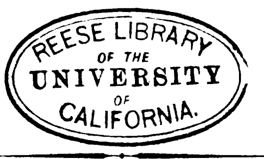
Zeuners Diagramm

von

P. Kirchhoff,

Maschineningenieur

und Lehrer am Technikum Mittweida



Mittweida 1889.

Commissions-Verlag von H. Schlutter.

Die vorliegende Behandlung der Schiebersteuerungen hat ihren Ursprung in den seit einer Reihe von Jahren am Technikum Mittweida gehaltenen Vorträgen und soll in erster Linie als Grundlage derselben dienen; indessen glaube ich, dass auch dem ausübenden Constructeur das Werkchen als eine nützliche Handhabe erscheinen wird. Die Art der Darstellung hat sich im Unterrichte längst bewährt, so dass ich mit dem Erfolge zufrieden sein kann.

Mittweida, im März 1889.

P. Kirchhoff.

Graphische Behandlung der Schiebersteuerungen.

Erklärung.

Hinter dem Kolben heisst die Kolbenseite, auf welcher der Dampf treibend wirkt.
Vor dem Kolben diejenige, von welcher er getrieben wird.
Hinlauf ist die Kolbenbewegung nach der Kurbel zu,
Rücklauf die entgegengesetzte.

Bei der vorliegenden Untersuchung wird die Cylinderaxe stets horizontal, der Cylinder links von der Kurbel und diese stets rechts gedreht angenommen, sodass dem Hinlauf die Kurbeldrehung durch die obere, dem Rücklauf die Drehung durch die untere Hälfte des Kurbelkreises entspricht.

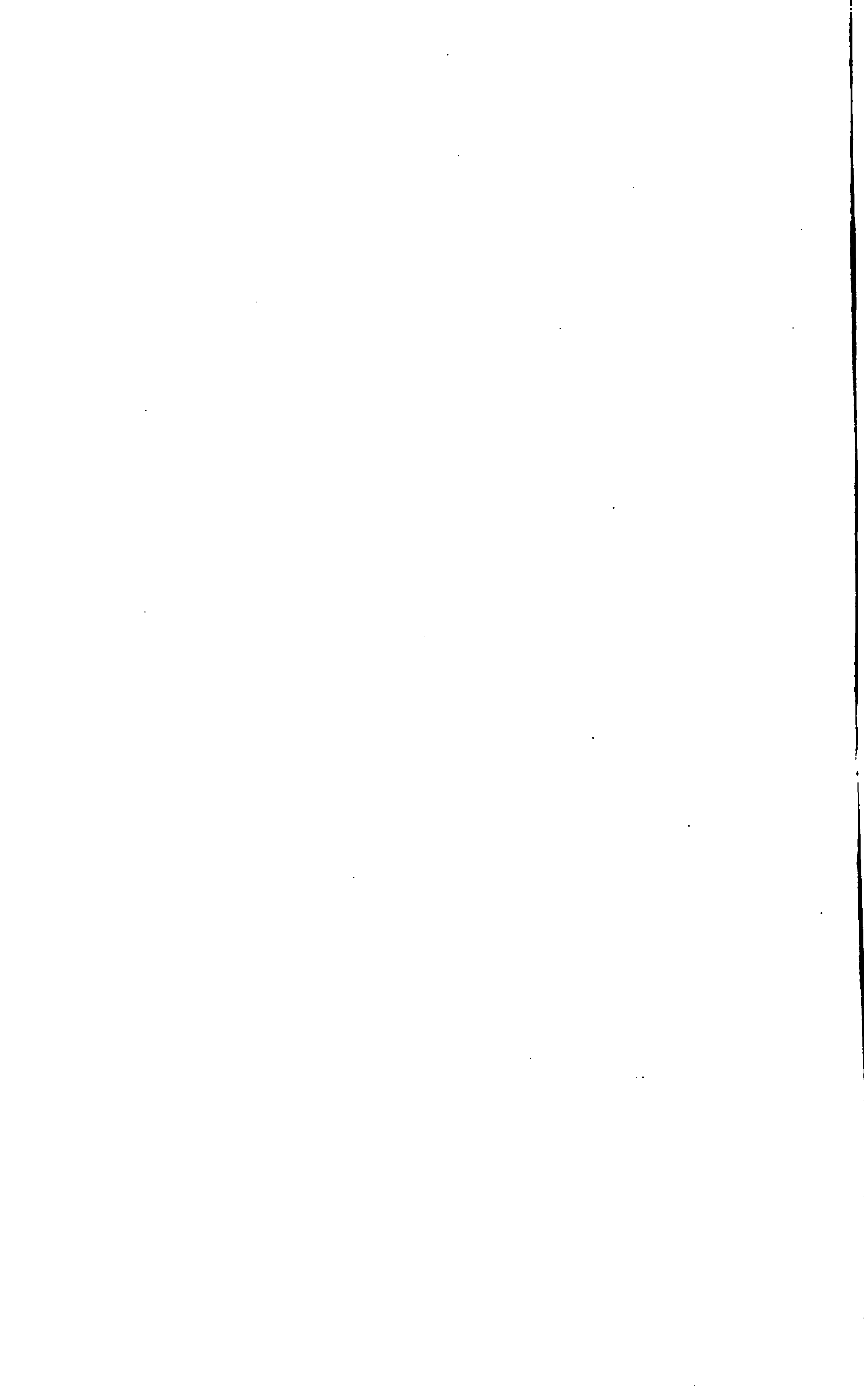
Im Cylinder wirken folgende Dampfperioden:

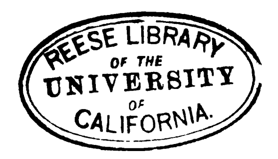
Hinter dem Kolben:

Admission, Volldruck oder Einlass,
Expansion,
Nachwirkung.

Vor dem Kolhen:

Emission, Auslass oder Exhaust,
Compression,
Gegendampf.





Der Muschelschieber.

Fig. 1. Die Kanäle a_1 und a_2 führen von dem Schieberspiegel AB an die Enden des Cylinders, während a_0 mit der äusseren Atmosphäre oder mit dem Kondensator in Verbindung steht. Der Muschelschieber deckt mit seinen Schieberlappen die beiden ersteren in der Weise, dass die Lappen um eine Strecke e, die äussere Überdeckung, über die Aussenkante, um i, die innere Überdeckung, über die Innenkante von a_1 und a_2 hinausragen. Diese Stellung des Schiebers heisst seine Mittelstellung, in welcher bei symmetrischer Anordnung von Schieber und Spiegel die Mittelebenen M_g des Schiebers und M_s des Spiegels zusammenfallen.

Der Kolben stehe auf seinem Totpunkte links, also beim Beginne des Hinlaufes, Fig. 2, dann muss der Schieber den Kanal a_1 für den Einlass, den Kanal a_2 in Verbindung mit a_0 durch die Höhlung c für den Auslass öffnen. Die Übertragung der Bewegung geht aber in der Reihenfolge vor sich, dass der Dampf den Kolben und dieser die Kolbenkurbel treibt, während die letztere durch die auf derselben Welle befindliche Schieberkurbel den Schieber in Bewegung versetzt. Somit kann sich der Schieber nicht früher bewegen, als der Dampf durch a_1 in den Cylinder getreten ist. Hieraus folgt, dass a_1 beim Beginne des Hubes schon um eine kleine Strecke v_e geöffnet sein muss, welche man das äussere lineare Voreilen nennt, der Schieber muss demnach um $e + v_e$ nach rechts verschoben sein. Hierdurch wird zugleich a_2 um v_i, das innere lineare Voreilen geöffnet, sodass der vor dem Kolben befindliche Dampf durch a_2, c und a_0 ausströmen kann.

Da nun diese Stellung von Schieber und Kolben bei jeder Wiederholung der Totlage eintreten muss, so sind Kolben- und Schieberkurbel in entsprechender Lage zu einander zu befestigen. Eine andere

Bedingung für diese Befestigung besteht aber noch darin, dass der Schieber beim Fortgange des Kolbens beide Kanäle weiter öffnet.

Beziehung zwischen geradliniger und Kurbelbewegung.

Die Bahn des gerade geführten Punktes A Fig. 3 geht durch die Achse O der Kurbel OK. Liegt die letztere in der Richtung der Bahn, so hat sie ihre **Totlage**, und Punkt A liegt im **Totpunkte**. Solcher Lagen giebt es zwei, A_0 und A'. Entweder ist die Entfernung des Totpunktes von O gleich der Summe oder gleich der Differenz der Pleuelstangenlänge L und der Kurbellänge $\frac{l}{2}$, nämlich

$$A_0\,O = A_0\,K_0 + K_0\,O = L + \frac{l}{2}$$

oder

$$A'\,O = A'\,K' - K'\,O = L - \frac{l}{2}$$

Dreht man nun die Kurbel aus der Totlage K_0 um den Winkel ω nach K_1, so rückt A von A_0 nach A_1. Schlägt man jetzt $A_1\,K_1 = L$ um A_1 nach $A_1\,n_1$ herab, so ist $A_0\,A_1 = K_0\,n_1$ denn

$$A_0\,A_1 + A_1\,K_0 = A_1\,K_0 + K_0\,n_1 = L$$

folglich

$$A_0\,A_1 = K_0\,n_1$$

Ebenso ergiebt sich für den Rücklauf

$$A'\,A_2 = K'\,n_2$$

Wird $L = \infty$, so fällt n_1 mit m_1 und n_2 mit m_2 zusammen.

Praktisch erhält man diesen Vorgang durch Anwendung der rechtwinkligen Kurbelschleife S Fig. 4, einer geraden Kulisse, welche senkrecht zur Bahn von A steht und in dieser geführt wird. Die Schleife bewegt sich mit der Horizontal-Komponente c und der Kurbelzapfen in der Schleife mit der Vertikalkomponente u seiner Umfangsgeschwindigkeit v. Hierbei kann A jeder beliebige Punkt der gerade geführten Stange, also auch der Kulissenmittelpunkt selbst sein. Sowohl bei Anwendung einer Pleuelstange als auch bei derjenigen der Kurbelschleife ist der Gesamtweg des Punktes A oder sein **Hub** gleich der doppelten Kurbellänge, wie sich aus den Totlagen sofort ergiebt. Hierbei muss jedoch, wie oben angegeben, vorausgesetzt werden, dass die Bahn von A **durch die Achse der Kurbel hindurch geht.**

Es kommt nun bei der graphischen Untersuchung der Steuerungen auf die Ermittlung der Beziehung zwischen dem Drehwinkel der Kurbel, vom Totpunkte aus gemessen, und den Stellungen des Kolbens und des Schiebers an, wobei es gleichgültig ist, von welchem festen Punkte aus diese Stellungen gemessen werden. Der Einfachheit wegen soll stets die Mitte des Hubes oder die Achse der Kurbel, welche diese vertritt, als der feste Punkt angesehen werden.

Unter diesem Gesichtspunkte ist in Fig. 3 für ω die Entfernung des Kolbens von der Mitte seines Hubes gleich On_1 und man findet dieselbe, indem man mit L als Radius von einem Punkte A_1 der horizontalen Bahn aus durch K_1 Bogen $K_1 n_1$ schlägt. Ebenso erhält man On_2 für den Rücklauf u. s. w.

In Fig. 4 für unendlich lange Pleuelstange oder rechtwinklige Kurbelschleife ist die gesuchte Strecke stets die Projektion der Kurbel auf die Bahn, also für ω die Strecke Om_1, für ω_1 die Strecke Om_2.

Bei den weiteren Untersuchungen soll zunächst angenommen werden, dass die Verbindungen des Kolbens und des Schiebers mit ihren Kurbeln durch rechtwinklige Kurbelschleifen hergestellt ist, eine Korrektur für die Anwendung der Pleuelstange ist dann unschwer auszuführen.

Graphische Darstellung der Beziehung zwischen geradliniger und Kurbelbewegung.

Wie aus Fig. 2 ersichtlich, muss der Schieber, wenn der Kolben seinen Totpunkt links verlassen will, die Kanäle a_1 und a_2 um v_e bezw. v_i durch eine rechtsseitige Verschiebung aus seiner Mittellage Fig. 1 um die Strecke $e + v_e$ geöffnet haben und in diesem Bewegungssinne zunächst mit dem Kolben fortschreiten. Da nun Rechtsdrehung der Kurbeln angenommen ist, so muss, um diese Bedingungen zu erfüllen, die Schieberkurbel in diesem Sinne der Kolbenkurbel voreilen. Die Stellung der beiden Kurbeln ergiebt sich aus der Verschiebung $e + v_e$ des Schiebers von der Mitte nach rechts, indem man Fig. 5 $Om = e + v_e$ von O nach rechts aufträgt und in m eine Senkrechte mS errichtet. $OS = \varrho$ ist die gesuchte Lage der Kurbel. Der Winkel δ, welchen hierdurch die Schieberkurbel ϱ mit ihrer Mittellage einschliesst, heisst der Voreilwinkel. In dieser relativen Stellung unter einer Neigung von $90^0 + \delta$ werden die Kurbeln auf der Welle befestigt und drehen sich stets unter gleichem Winkel.

Will man nun die Stellungen von Kolben und Schieber nach einer

Drehung um ω ermitteln, so schlage man über die Kurbellängen $\frac{l}{2}$ und ϱ als Durchmesser Kreise, welche auf der gemeinschaftlichen Bahn XX von Kolben und Schieber die Stellungen n und m_1 ausschneiden. Da $K_0\,K'$ der Hub des Kolbens, $S_0\,S'$ derjenige des Schiebers ist, so wird durch n und m_1 die Stellung beider sowohl zu ihren Totpunkten wie zu ihrer Mittellage O fixiert.

Denkt man sich nun die Kurbeln mit ihren Kreisen gedreht, so durchlaufen die Schrittpunkte n und m_1 der letzteren die Bahnen $K_0\,K$ und $S_0\,S'$ ebenso wie Kolben und Schieber die ihrigen. Für die graphische Methode eignet sich diese Darstellung, zumal bei Anwendung von noch mehr Kurbeln, deshalb weniger, weil für jeden Drehwinkel ω alle Kurbeln mit ihren Kreisen gezeichnet werden müssen, Dies ist zeitraubend und beeinträchtigt den Überblick über den Verlauf der Bewegungen. Dieser Übelstand wird sofort beseitigt, wenn man die Bewegung umkehrt, indem man die Kurbeln mit ihren Kreisen in der Anfangslage, der Totlage der Kolbenkurbel, festhält und die gemeinschaftliche Bahn XX in **entgegengesetztem** Sinne dreht. Die Relativbewegung der Kurbeln zu den Bahnen bleibt hierbei dieselbe wie vorhin.

In Fig. 6 ist On die Stellung des Kolbens, Om_1 die des Schiebers zu ihren Mittellagen. Die Übereinstimmung der Fig. 5 und Fig. 6 ergiebt sich aus der Gleichheit der algebraischen Formeln für diese Stellungen, da die Entfernung des Kolbens von O

$$On = \frac{l}{2} \cos \omega$$

die des Schiebers

$$Om_1 = \varrho \sin (\delta + \omega)$$

in beiden Fällen ist.

Man erspart jedoch in Fig. 6 die Kompliziertheit der Zeichnung und bestimmt durch eine gerade Linie XX unter dem geforderten Winkel ω die Beziehung zwischen diesem und den Stellungen des Kolbens und Schiebers.

Die Entfernungen von den Mittellagen präsentieren sich als Sehnen der über die Kurbeln geschlagenen Kreise, und man nennt nun OK_0 den Kolbenkreis, OS_0 den Schieberkreis und ihre Zusammenstellung ein Diagramm, auch wohl Schaulinie.

Man hat bei dieser Darstellung im Auge zu behalten, dass die Kurbeln festliegen und sich die ganze Maschine um die ge-

meinschaftliche Kurbelaxe dreht. Die Gerade *XX* vertritt die Stelle der Maschine, speziell der Cylinderaxe und des Schieberspiegels, auf denen sich infolge ihrer Verbindung mit den Kurbelzapfen Kolben und Schieber bewegen. Der auf *XX* gezeichnete Pfeil soll hierbei andeuten, dass in der Anfangslage, welche die festfundierte Maschine einnimmt, die Spitze die rechte, die Fahne die linke Seite der Bahn, von der Mitte aus gerechnet, bezeichnet. Nach einer Drehung um 180° wird für den Beschauer die Spitze links und die Fahne rechts liegen, und man würde ohne diese Bezeichnung im Unklaren über Stand des Kolbens und Schiebers sein. Um nun nicht immer Spitze und Fahne an diesem Zeiger zeichnen zu müssen, — wofür übrigens die Spitze allein auch genügte, da eo ipso das entgegengesetzte Ende die Fahne tragen müsste, — und weil man doch für eine gewählte Stellung irgend eine weitere Bezeichnung einführen muss, so soll an Stelle der Spitze eine römische Ziffer zugleich die rechte Seite der Bahn und die Stellung markieren.

Für den Lernenden ist dies von Wichtigkeit, um eine sichere Kontrolle für seine Beobachtungen im Diagramm zu haben. Vereinfacht wird diese Kontrolle durch folgendes.

Man betrachte jedes Mass auf der rechten Seite der Mitte als positiv, links davon als negativ, nehme also jede Strecke auf dem mit der Ziffer markierten Teile des Zeigers, von *0* aus gerechnet, mit +, auf dem entgegengesetzten Teile mit —, indem man + = rechts, — = links setzt, und berücksichtige ferner, dass nach der Annahme der Drehsinn der Maschinenkurbel stets rechts herum, also derjenige des Zeigers umgekehrt links herum ist, ferner, dass die Sehnen als Repräsentanten der Strecken in der ersten Hälfte des Kreises — im Drehsinne gerechnet — wachsen, in der zweiten Hälfte abnehmen, so ergiebt sich die Regel:

a) Jede auf dem positiven Teile des Zeigers durch das Diagramm abgeschnittene Strecke liegt rechts, jede auf dem negativen Teile abgetragene liegt links von der betreffenden Mitte.

b) Die Bewegung ist in der ersten Hälfte des Kreises von der Mitte weg oder **nach aussen,** in der zweiten Hälfte zur Mitte hin oder **nach innen** gerichtet.

Die Regel mag an einigen Beispielen nach Fig. 7 erläutert werden.

In I ist *Oe* die Stellung des Kolbens, *Oa* diejenige des Schiebers zur Mitte u. zw. steht der Kolben links, weil *Oe* negativ, der Schieber

rechts, weil *Oa* positiv ist, der Kolben geht nach innen, da *Oe* in der zweiten Hälfte des Kolbenkreises, der Schieber geht nach aussen, weil *Oa* in der ersten Hälfte des Schieberkreises liegt. Kurz sagt man

Kolben *Oe* links nach innen
Schieber *Oa* rechts nach aussen.

Nach dem gewöhnlichen Gebrauche bezeichnet man den Kolbenweg in Prozenten des Hubes. Dies geschieht hier dadurch, dass man die Länge der Kurbel OK_0, also die Hälfte des Hubes, mit einer 50-teiligen Skala versieht und unterhalb derselben die Teilpunkte in der Richtung K_0O von 0,0 bis 0,5, oberhalb in der Richtung OK_0 von 0,5 bis 1,0 als Hubteile in Prozenten bezeichnet. Schlägt man nun den Radius *Oe* um *O* zur Skala hinauf, so giebt der Endpunkt auf dieser den Hubteil des vom Kolben durchlaufenen Weges an. Danach ist für Hinlauf:

Kolbenstellung und Bewegungsrichtung.	Hubteil	Schieberstellung und Bewegungsrichtung.
I *Oe* links nach innen,	0,07 l	*Oa* rechts nach aussen.
II *Of* „ „ „	0,3 l	$Ob = \varrho$ Totpunkt rechts.
III Mittelstellung nach aussen rechts	0,5 l	*Oc* rechts nach innen.
IV *Og* rechts nach aussen	0,67 l	*Od* „ „ „
V *Oh* „ „ „	0,96 l	Mittellage ($\sphericalangle hOK_0 = \delta$) nach aussen links.
VI Totpunkt rechts	1,0 l	$e + v_e$ links nach aussen.
Für Rücklauf:		
VII *Oe* rechts nach innen	0,07 l	*Oa* links nach aussen.
VIII *Of* „ „ „	0,3 l	$Ob = \varrho$ Totpunkt links.
IX Mittelstellung nach aussen links	0,5 l	*Oc* links nach innen.
X *Og* links nach aussen	0,67 l	*Od* „ „ „
XI *Oh* „ „ „	0,96 l	Mittellage nach aussen rechts.
XII Totlage links	1,0 l	$e + v_a$ rechts nach aussen.

Die Beziehungen der drei Grössen: Kolbenweg, Schieberstellung und Drehwinkel sind durch ein solches Diagramm in einfachster Weise bestimmt, sobald eine derselben angenommen oder gegeben wird.

Beispiel; Gegeben sei Kolbenweg $= 0{,}2\,l$ für Hinlauf, gesucht Schieberweg und Drehwinkel.

Man schlage mit $O\overline{0{,}2} = Om$ als Radius den Bogen $0{,}2 - m$, so

ist *On* rechts nach aussen die Schieberstellung und ω der zugehörige Drehwinkel.

Wäre umgekehrt ω gegeben, so gehören dazu *Om* als Kolben-, *On* als Schieberweg, und sollte man für die Schieberstellung *Od* rechts nach innen Kolbenweg und Drehwinkel suchen, so trägt man *Od* als Sehne in die zweite Hälfte des Schieberkreises Stellung IV und erhält dadurch *Og* und ω_1 als die gesuchten Grössen.

K o l b e n - und S c h i e b e r k r e i s heissen die B e w e g u n g s k u r v e n des Schieberdiagramms.

Zweck der Bewegung des Schiebers ist aber die richtige Dampfverteilung, welche aus dem Diagramm ebenfalls ersichtlich sein soll. Um nun dem entsprechende Kurven in das Diagramm zu legen, hat man folgendes zu berücksichtigen.

Bezeichnet allgemein ξ die Stellung des Schiebers zu seiner Mittellage, so ist nach Fig. 8 die Öffnung des Einlasskanales in jedem Augenblicke $\xi - e = a_e$, die des Auslasskanales $\xi - i = a_i$. Bezeichnet man ferner die Weite der Kanäle a_1 und a_2 mit a, da beide einander gleich sein müssen, so ist der Einlass voll geöffnet, sobald $\xi = a + e$, und der Auslass, sobald $\xi = a + i$ ist. Wenn nun $\varrho > a + e$ genommen würde, so geht (Fig. 9) die Aussenkante k über die Innenkante k_1 des Einlasskanales, und die Innenkante k_2 über die Aussenkante k_3 des Auslasskanales hinaus. In dieser Periode bis zu den Momenten, wo auf dem Rückwege des Schiebers k wieder k_1 beziehungsweise k_2 die Kante k_3 erreicht, bleiben Einlass und Auslass von der konstanten Weite a, während die Bewegungen nicht unterbrochen werden.

Zu berücksichtigen ist aber ferner, dass für den H i n w e g der Einlass links, der Auslass rechts von der Mitte des Spiegels liegt, weshalb im Diagramm die Einlassweiten beim Hinlauf negativ, die Auslassweiten positiv erscheinen müssen. Beim Rücklauf tritt das Umgekehrte ein. Beim Hinlauf liegen aber die positiven Strecken oberhalb, die negativen unterhalb der horizontalen Axe des Diagramms, woraus sich folgende Konstruktion ergiebt.

Die Auslassweite ist in jedem Momente $\xi - i$ und ihr Maximum $= a$. Man ziehe deshalb zunächst von allen Sehnen ξ des Schieberkreises den konstanten Wert i dadurch ab, dass man mit dem Radius i einen Kreisbogen $\widehat{mn}$ (Fig. 10) in den Schieberkreis schlägt, welcher als Anfang für die Abmessungen der Auslassweiten zu betrachten ist, und begrenze die Abmessungen durch den Bogen $p\,q$ mit dem Radius $a + i$, weil $\xi = a + i$ der Schieberweg für die maximale Öffnung a des

Auslasses ist. Hiernach bildet *mpqn* die Auslasskurve übereinstimmend mit der Thatsache, dass der Auslass während des Hinlaufes rechts liegt, die Auslassweiten also positiv sein müssen, solange der positive Teil des Zeigers (der Schieberbahn) den über der Horizontalen liegenden, und negativ, solange er den unteren Halbkreis durchläuft.

Hiernach ist es leicht, die Einlasskurve nach denselben Gesetzen zu bestimmen, da die Einlassweite $\xi - e$ ist und ihr Maximum bei $\xi = a + e$ erreicht. Weil jedoch der Einlass für Hinlauf links liegt, so schlage man in einem symmetrisch zum Schieberkreise gelegenen Kreis den Bogen $\overset{\frown}{st}$ mit dem Radius e und $\overset{\frown}{vu}$ mit $e + a$. Man erhält dadurch die Einlasskurve *svut* Für Stellung I Fig. 10 (Totlage der Kolbenkurbel) ergiebt sich hiernach v_e als Einlassweite links und v_i als Auslassweite rechts in Übereinstimmung mit Fig. 2. In p ist der Auslass voll geöffnet und bleibt konstant bis q, sein Schluss erfolgt in n. Im Punkt m beginnt die Öffnung des Auslasses beim Anfang der Nachwirkung des vorigen Hubes. Bei s beginnt der Einlass zur Gegendampfperiode des vorigen Hubes, bei v ist es voll geöffnet, bleibt dies bis u und wird bei t geschlossen.

Die Periode I—II (Fig. 10) ist Admission des Hinlaufes durch den Kanal links.

Die Periode II—IV ist Expansion des Hinlaufes.

Die Periode IV—VI ist Nachwirkung des Hinlaufes durch den Kanal links.

Die Periode I—III ist Auslass des Hinlaufes durch den Kanal rechts.

Die Periode III—V ist Kompression des Hinlaufes.

Die Periode V—VI ist Gegendampf des Hinlaufes durch den Kanal rechts.

Die Periode VI—VII ist Admission des Rücklaufes durch den Kanal rechts.

Die Periode VII—IX ist Expansion des Rücklaufes.

Die Periode X—I ist Nachwirkung des Rücklaufes durch den Kanal rechts,

Die Periode VI—VIII ist Auslass des Rücklaufes durch den Kanal links.

Die Periode VIII—X ist Kompression des Rücklaufes.

Die Periode X—I ist Gegendampf des Rücklaufes durch den Kanal links.

Die entsprechenden Kolbenwege sind

$$\left.\begin{array}{rl} K_0\, O + Ob & \text{Admission} \\ bd & \text{Expansion} \\ dK_0 & \text{Nachwirkung} \\ K_0\, O + Oc & \text{Auslass} \\ cg & \text{Kompression} \\ gK_0 & \text{Gegendampf} \end{array}\right\} \text{für Hin- und Rücklauf,}$$

deren Werte in Hubprozenten auf der Skala abzulesen sind.

Anmerkung. In bezug auf die Grösse des Kolbenkreises soll hier bemerkt werden, dass, weil die Kolbenwege in Hubprozenten auf der Durchmesserskala abgelesen werden, die Länge des Durchmessers jede beliebige sein kann, man jedoch der Teilung wegen denselben am einfachsten in einem durch 50 leicht teilbaren Masse annimmt, also 50, 100 etc. *mm.*

Der Massstab der Schieberkreise wird, unabhängig vom Kolbenkreise, nach den wirklichen Kanalweiten möglichst gross gewählt, etwa in zwei- bis dreifacher natürlicher Grösse.

Bis dahin ist angenommen, dass die Verbindungen der Kurbeln mit Kolben und Schieber durch rechtwinklige Kurbelschleifen hergestellt werden. In der Praxis geschieht das in nur wenigen Fällen, während meistens die Verbindung durch Stangen, Pleuel- oder Schub-, beziehungsweise Excenterstangen ausgeführt wird. Allgemein mag hierfür der Ausdruck Kurbelstange gewählt werden.

In Fig. 11 ist, analog Fig. 3, $A_0\, A_1 = K_0\, n_1 = l_w$ für Kurbelstangenverbindung, während $K_0\, m_1 = l_w$ der Kolbenweg für Kurbelschleifenverbindung ist. Den Punkt m_1 findet man dadurch, dass man über $K_1\, O$ als Durchmesser einen Kreis schlägt. Zur Bestimmung von n_1 kann man ebenfalls einen Kreis benutzen, welcher durch K_1, n_1 und O geht und dessen Mittelpunkt o_1 auf der in der Mitte p von $K_1\, O$ errichteten Senkrechten liegt. Da nun n_1 unbekannt ist, so dient zur Bestimmung von o_1 die Lage des Kreisdurchmessers $K_1\, q$, welcher mit $K_1\, O$ den Winkel $\frac{\alpha}{2}$ einschliesst, denn $\sphericalangle\, m_1\, K_1\, n_1 = \frac{\alpha}{2} = On_1\, q$, weil die Schenkel beider aufeinander senkrecht stehen und

$$On_1\, q = O\, K_1\, q$$

als Peripheriewinkel auf gleichem Bogen, folglich

$$\sphericalangle\, O\, K_1\, q = \frac{\alpha}{2}$$

Die Beziehung dieses Winkels zu dem jedesmaligen $\measuredangle\ \omega$ enthält die Gleichung

$$K_1\, m_1 = L \sin a = \frac{l}{2} \sin \omega$$

also

$$\sin \alpha = \frac{l}{2L} \sin \omega$$

Es ist aber $\frac{l}{2L} = \frac{\frac{l}{2}}{L}$, das Verhältnis zwischen Kurbel- und Kurbelstangenlänge, eine bekannte oder anzunehmende Grösse, welche mit $\frac{1}{n}$ bezeichnet werden soll, also $\frac{l}{2L} = \frac{1}{n}$, dann ist

$$\sin \alpha = \frac{1}{n} \sin \omega$$

oder

$$\frac{l}{2} \sin \alpha = \frac{1}{n} \frac{l}{2} \sin \omega$$

Man nehme hiernach den $n$ten Teil von $K_1\, m_1$, trage ihn als Sehne (Fig. 11) Os in den über $K_1\ O$ geschlagenen Kreis und lege durch die Mitte des zugehörigen Bogens die Gerade $K_1\ q$, dann ist der Schnittpunkt o_1 dieser Linie mit der Senkrechten in p der Mittelpunkt des gesuchten Kreises.

In dieser Weise lassen sich die Punkte n_1, n_2, n_3 u. s. w. der Kolbenstellungen bestimmen.

Die Umständlichkeit dieses Verfahrens vereinfacht sich nach der Methode der Diagrammzeichnung.

In Fig. 12 ist $K_0\, K_5 = \frac{l}{2}$, $K_0\ 5 = \frac{1}{n} \frac{l}{2}$

Man schlage über $K_0 5 = \frac{1}{n} \frac{l}{2}$ einen Kreis, so ist $K_0 4 = \frac{1}{n} \frac{n}{2} \sin \omega$, trage diese Länge $= K_5 s_4$ als Sehne in den Kolbenkreis, halbiere den zugehörigen Bogen und erhält in dem Schnittpunkt 4 der Senkrechten in p den Mittelpunkt des durch K_0 und K_5 gehenden Kreises, welcher auf $K_4 K_5$ den Punkt n_4 ausschneidet.

Die Wiederholung dieses Verfahrens ergiebt für eine Reihe von Winkeln ω von $\omega = 0$ bis $\omega = 180^0$ die Punkte $n_1\ n_2$ bis n_9 (Fig. 12).

Die verbindende Kurve derselben ist die korrigirte Kolbenwegkurve für den Hinlauf des Kolbens, für den Rücklauf werden die Sehnen von K_5 aus nach unten eingetragen, was die Kurve n_{11} bis n_{19} ergiebt, welche zu der ersteren vollkommen symmetrisch ist. Die Konstruktion der Gesammtkurve vereinfacht sich dadurch, dass man den Kreisumfang in eine Anzahl gleicher Teile teilt und die zugehörigen Punkte auf der Senkrechten p nach oben und unten aufträgt. Mit derselben Zirkelöffnung erhält man je 4 Punkte, z. B. aus Punkt 2 oben die Punkte n_2 und n_8, aus Punkt 2 unten n_{12} und n_{18}. Die Mittelstellung des Kolbens erhält man, wenn man nach Fig. 11 berücksichtigt, dass für diese Stellung $(A_2 K_2)$

$$\frac{l}{4} = L \sin \frac{\alpha}{2} \text{ ist.}$$

Daraus folgt

$$\frac{l}{4L} = \sin \frac{\alpha}{2}$$

oder

$$\frac{1}{2n} = \sin \frac{\alpha}{2}$$

somit

$$\frac{1}{2n} \frac{l}{2} = \frac{l}{2} \sin \frac{\alpha}{2}$$

Es ist aber (Fig. 12)

$$K_0 5 = \frac{1}{n} \frac{l}{2}$$

Man trage also $\frac{K_0 5}{2}$ von K_5 aus als Sehne in den Kolbenkreis gleich $K_5 a$, so ist $K_0 K_5 a$ der Drehwinkel für die Mittellage des Kolbens und die Linie TT Tangente an der Kolbenkurve in K_5 für Hinlauf. Für Rücklauf erhält man $T_1 T_1$.

Für $\omega = 90^0$ ist die Kolbenstellung n_5 für Hinlauf, n_{15} für Rücklauf. An Stelle der punktweisen Verzeichnung der Kolbenkurve giebt es eine einfachere Methode, nach welcher dieselbe nahezu in einem Zuge ausgeführt werden kann.

Man denke sich in Fig. 13 die Totlage $A_0 K_5$, in welcher die Kurbelstange $A_0 K_0$ mit der Kolbenbahn $A_0 K_5$ zusammenfällt. Nach der Konstruktion der Diagramme lässt man nun die Kurbel in dieser Lage und dreht die Bahn um die Kurbelaxe. Damit erhält man nach

der Drehung um ω die Lage A_{01} K_5 und auf dieser die Kolbenstellung A_1. In dem Kolbenkreise erhält man nach Fig. 11 die Stellung n_1, wenn man A_1 K_0 auf A_{01} K_5 herabschlägt. Hieraus ergiebt sich die Anordnung eines einfachen Instrumentes zur Verzeichnung der Kolbenkurve, indem man einen Stab von der Länge $L = A_0$ K_0 in A_0 drehbar mit einem zweiten Stabe A_0 K_5, verbindet, und in der Entfernung L von A_0 auf der letzteren einen Zeichenstift anbringt. Den Endpunkt K_0 der Kurbelstange macht man zum festen Drehpunkt, während die zweite Stange sich durch den festen Punkt K_5 hindurch schiebt. Hierbei beschreibt der Zeichenstift die verlangte Kurve. Diese Methode ermöglicht die Zeichnung der Kolbenkurve auf der Diagrammfläche, ohne dass man die Unbequemlichkeit des wiederholten Bogenschlagens mit dem Radius L hat, wozu häufig die provisorische Verlängerung des Zeichenbrettes nötig wird. Bei den üblichen Konstruktionsverhältnissen der gewöhnlichen Dampfmaschinen ist eine Korrektur der Schieberkurven in der Regel nicht erforderlich, weil das Verhältnis der Excentrizität zur Länge der Excenterstange so klein wird, dass es praktisch vernachlässigt werden kann. Sollte dies bei abnormen Konstruktionen nicht der Fall sein, so ist obige Methode auch auf die Schieberkurven anzuwenden. Für die richtige Beurteilung der Differenz in den Arbeiten des Hin- und Rücklaufes ist es aber fast ausnahmlos wünschenswert, Diagramme mit korrigierter Kolbenkurve zu zeichnen.

Die mittlere Leistung einer Maschine, welche sich aus zwei aufeinanderfolgenden Hüben im Beharrungszustande ergiebt, weicht selbst bei ziemlich kurzer Pleuelstange sehr wenig von derjenigen Arbeit ab, welche man auf Grund des aus Kreisen bestehenden Steuerungsdiagramms erhält. Es genügt deshalb in den weitaus meisten Fällen die einfache Kreiskonstruktion.

Bestimmung der Schieberdimensionen.

Die Grundlage zur Bestimmung der Schieberdimensionen bietet die Kanalweite a, und zwar ergiebt sich der Kanalquerschnitt auf Grund der Erfahrung, dass der in die Maschine eintretende Dampf, wenn er nicht eine wesentliche Drosselung erleiden soll, keine grössere Geschwindigkeit, als 30 m pro Sekunde haben darf. Dieses Mass wird ausnahmsweise, bei schnellgehenden Maschinen, bis auf 50 m erhöht.

Bezeichnet nun O die wirksame Kolbenfläche in qm, c die mittlere

Kolbengeschwindigkeit in Metern, a die Kanalweite und b die Kanalbreite in Metern, so ist nach dem Vorstehenden zu setzen

$$30\, a\, b = O\, c$$

oder

$$a\, b = \frac{O\, c}{30},$$

woraus sich a bestimmen lässt, nachdem man b angenommen hat, vorausgesetzt, dass O und c durch die Berechnung der Dampfmaschine schon gegeben sind. Für b wählt man ungefähr

$$b = \frac{2}{3} D \text{ bis } \frac{3}{4} D,$$

wenn D der Cylinderdurchmesser ist.

Nach der Annahme, dass die Dampfgeschwindigkeit w in den Einlasskanälen nicht über $30\, m$ betragen soll, ermittelt man die Kanalöffnung für jeden Drehwinkel folgendermassen. In (Fig. 14) sei v die Umfangsgeschwindigkeit des Kurbelzapfens, dann ist die Komponente $c = v \sin \omega$ die zugehörige Kolbengeschwindigkeit.

Soll die Dampfgeschwindigkeit w in den Kanälen selbst für die grösste Kolbengeschwindigkeit $c = v$, also bei $\omega = 90^0$, $30\, m$ nicht übersteigen, so muss in der Mittellage des Kolbens der Kanal ganz geöffnet oder $a\, b\, w = O\, v$ sein, und hiernach ist in der obigen Formel v statt c zu setzen, sodass $a\, b = \frac{O\, v}{30}$ wird.

Für jede andere Kolbenstellung mit der Geschwindigkeit $c = v \sin \omega$ soll ebenfalls $w = 30\, m$ das Maximum sein und die entsprechende Kanalöffnung a' muss der Gleichung $a'\, b\, w = O\, v \sin \omega$ genügen.

Setzt man den obigen Wert in diese Gleichung ein, so erhält man $a' = a \sin \omega$ als die Kanalweite, für welche $w = 30\, m$ ist.

Der Ausdruck lässt sich graphisch leicht darstellen. Man schlage in dem Diagramm (Fig. 15) auf der y-Achse über a als Durchmesser zwei Kreise nach oben und unten, welche sich in O berühren, so ist $O\, d = O\, m = a \sin \omega$. Um nun zu untersuchen, ob die wirkliche Einlassöffnnng $f\, h$ der Forderung genügt, dass $w \leqq 30\, m$ ist, trage man $O\, d = f\, g$ von f aus ab. Das Resultat ist ein Überschuss an Öffnung von der Grösse $g\, h$. Es ergiebt sich hieraus die Konstruktion der Kurve von konstanter Dampfgeschwindigkeit $w = 30\, m$, wenn man auf allen Strahlen die Werte $a \sin \omega$ von dem Kreisbogen $\alpha\, \beta$ aus aufträgt. Die Kurve der Endpunkte ist eine Kardioide und man sieht, dass die Einlasskurve des Diagramms bis zum Schnittpunkte ε

der Mittellage des Kolbens, grössere Einlassöffnungen ergiebt, so dass von ε ab die Drosselung beginnt.

Die Erfüllung dieser Bedingung ist jedoch davon abhängig, dass

$$\varrho \cos \delta = a + e$$
$$\varrho \sin \delta = e + v_e \text{ ist.}$$

Für den Auslass ist die Konstruktion dieselbe, nur dass die Strecken $a \sin \omega$ von $\gamma \eta$ aus aufgetragen werden. Die Drosselung beginnt hier bei ζ.

Die Dimensionierung des Schiebers geschieht nun nach folgenden Gesichtspunkten.

1. Die Kompression ist womöglich so weit zu treiben, dass die minimale Admissionsspannung erreicht wird, weil die Maschine mit fixer Füllung durch Drosselung reguliert wird und bei höherer Kompressionsspannung ein Abheben des Schiebers zu befürchten ist.
2. Das äussere lineare Voreilen v_e ist desto grösser zu nehmen, je kleiner die Kompression und je grösser die Kolbengeschwindigkeit und Tourenzahl ist, denn es soll der schädliche Raum mit Dampf von der Admissionsspannung gefüllt werden, bevor der Kolbenhub beginnt, und im Anfang der Kolbenbewegung soweit geöffnet sein, dass Drosselung infolge zu grosser Reibung im Kanale vermieden wird. Man wählt v_e zwischen 1 und 10 *mm*, bei normalen Maschinen 2 bis 4 *mm*, je nach Grösse der Maschine.
3. Das innere lineare Voreilen v_i macht man
$$v_i = 2\, v_e \text{ bis } 3\, v_e$$
Zweck desselben ist Voröffnung für den Auslass, so dass beim Hubwechsel die Spannung hinter dem Kolben bis zur Emissionsspannung gesunken ist und keine Drosselung stattfindet.
4. Die Drosselungen beim Schluss der Admission und Emission sind möglichst gering zu halten.

Der Konstruktionsweg ist folgender. Man trägt (Fig. 15) an den Durchmesser des Kolbenkreises, welcher die Kurbellänge, also den halben Hub repräsentiert, den schädlichen Raum $m\,l$ an, wählt $e = \frac{1}{3} a$ bis $\frac{1}{2} a$ und v_e nach den Angaben unter 2. und trägt $e + v_e = Or$ auf der x-Axe ab. Auf der Senkrechten rs muss dann der Endpunkt von ϱ liegen. Soll nun in ε die Drosselung beginnen, so schneidet die Senk-

rechte εs zu $O\varepsilon = a + e$ den Punkt s aus, so dass $Os = \varrho$ und $\sphericalangle\, sO\varepsilon = \delta$ ist.

Die Schnittpunkte α und β der beiden über $Os = \varrho$ als Durchmesser und mit e als Radius um O geschlagenen Kreise ergeben dann die Kurbelstellungen OD für den Beginn des Gegendampfes und OA für den Anfang der Expansion und die Kolbenstellungen 4 und 1.

Man errichte nun in 4 eine Senkrechte, trage auf dieser die Anfangsspannung p_5 und die Endspannung p_c der Kompressidn ab und lege durch die Endpunkte von ml und p_5 eine Gerade wu, welche die Horizontale rv in v schneidet, so repräsentiert $rv + ml = \overline{w\,2}$ das Anfangsvolumen der Kompression nach dem Gesetze $vp =$ Konst. Die Kurve dieses Gesetzes schliesst sich mit hinreichender Genauigkeit an die wirkliche Kompressionskurve an, mittleren Feuchtigkeitsgrad des Dampfes vorausgesetzt. Schlägt man $O2 = OB$ als Sehne in den Kolbenkreis hinauf, so gibt diese Kurbelstellung den Beginn der Kompression und $O\gamma$ wird die innere Überdeckung i. Der hiermit geschlagene Bogen $\gamma\eta$ ergibt in ηOC die Kurbellage für den Beginn der Nachwirkung und das innere lineare Voreilen v_i.

Man untersuche nun, ob die obigen Forderungen in genügendem Masse erfüllt sind.

Es kann bei der verlangten Kompression $O\gamma$ zu gross und v_i infolgedessen zu klein geworden sein.

Um dies zu ändern, beachte man, dass die Kompression später beginnt, wenn 1. ml kleiner wird, was einerseits konstruktiv durch wirkliche Verkleinerung des schädlichen Raumes geschehen kann. Anderseits berücksichtige man, dass die Kompressionskurve bei trockenem Dampfe schneller steigt als bei nassem, ein Umstand, welchem in dem Diagramm dadurch Rechnung getragen werden kann, dass man ml verkleinert bei trockenem, vergrössert bei nassem Dampfe. Danach wird man bei geheizten Cylindern ml etwas kleiner zu nehmen haben, als der wirkliche schädliche Raum verlangt. Sollte eine solche Änderung nicht wirksam genug sein, so kann man 2. auch von der Forderung, p_c bis zur minimalen Admissionsspannung zu treiben, ablassen und unter diesen Wert heruntergehen, und man wird dies in der Regel thun müssen. Wenn endlich beide Wege einzeln oder kombiniert nicht zum gewünschten Ziele führen, so bleibt 3. nichts weiter übrig, als ϱ und δ zu ändern.

Vergrössert man zunächst δ, so wächst v_e, wenn man nicht zugleich e vergrössert. Dies hat aber wieder zur Folge, dass ε weiter

zurückrückt, also der Schnitt der Kurve gleicher Dampfgeschwindigkeit mit dem Einlassdiagramm früher eintritt und die Drosselung früher beginnt, wenn man nicht auch ϱ vergrössert. Die Wirkung hiervon ist aber, abgesehen von der grösseren Schiebergeschwindigkeit und daraus folgender Reibung, dass $O\gamma$ wieder grösser und v_i kleiner wird, also das Gegenteil von dem, was man zu erreichen wünscht. Die Vergrösserung von ϱ ist deshalb für den Zweck der grösseren Kompression nicht angemessen; man verzichtet lieber auf die volle Kanalöffnung in der Mitte des Hubes.

Hieraus geht hervor, dass die Berücksichtigung der oben gestellten Forderungen an gewisse Grenzen gebunden ist, welche sich durch Rechnung schwer, aber durch einige probeweise Zirkelschläge leicht ermitteln lassen. Etwaige Versuche geben bald die nötige Übung, das Mögliche ohne Schwierigkeit zu finden. Die Forderung $v_i > v_e$ muss unter allen Umständen erfüllt werden; daraus folgt aber $e > i$ und, wie das Diagramm zeigt, dass die Expansion früher als die Kompression eintritt.

Hat man das Diagramm zur Zufriedenheit ausgeführt, so ergiebt dasselbe die Länge des Schieberlappens $e + a + i$.

Hieraus folgt die Dimensionierung des Schieberspiegels nach dem Grundsatze, dass die Weite des Auslasskanals a_0 (Fig, 9) bei der maximalen Kolbengeschwindigkeit nicht kleiner als a werden darf. Die kleinste Weite nimmt derselbe aber in der Totlage des Schiebers ein, deshalb muss k_4 mindestens um a von der Innenkante des Lappens in der Totlage entfernt sein.

Die zweite Kante k_5 liegt in dieser Stellung soweit unter k, dass genügende Deckung gegen den Admissionsdampf vorhanden ist, wofür 6 bis 10 *mm* je nach Höhe des Überdruckes genügen würden. Die praktische Ausführbarkeit verlangt jedoch in der Regel eine grössere Stegbreite d, da die Wandung zwischen den Kanälen genügende Stärke haben und die Kanalkanten zum Zweck ihrer Bearbeitung, senkrecht zum Spiegel abgesetzt sein müssen. Professor Zeuner giebt den praktischsten Mittelwert $a = 10 + 0{,}5\, a$ in *mm* an.

Bei symmetrisch ausgeführtem Spiegel ist dann die Mitte *Ms* der Öffnung a_0 die Mitte des Spiegels.

Zur Vermeidung der Drosselung des Auslasses erhält die Höhlung des Muschelschiebers mindestens die Höhe a.

Die Doppelschiebersteuerungen.

Zum ökonomischen Betriebe einer Dampfmaschine in bezug auf den Dampfverbrauch ist eine ausreichende Expansion erforderlich, durch welche die Dampfspannung nahezu bis auf die Emissionsspannung sinkt. Ausserdem ist es vorteilhafter, die Veränderlichkeit der Maschinenleistung durch variable Füllung als durch Drosselung des Admissionsdampfes zu bewirken.

Man kann dies nun zwar durch die Koulissensteuerung auch mit einem einzelnen Schieber erreichen, muss dabei aber die Veränderlichkeit einer Dampfperiode mit derjenigen aller übrigen erkaufen. Dieser Übelstand wird für manche Maschinengattungen, besonders Lokomotiven, durch den Vorteil der Einfachheit aufgehoben, für stationäre Maschinen von grösserem Gleichförmigkeitsgrade empfiehlt es sich jedoch, alle übrigen Perioden mit Ausnahme der Admission und Expansion konstant zu erhalten. Dies geschieht in der Weise, dass man dem Muschelschieber an beiden Enden je einen Durchlasskanal a (Fig. 23) anfügt, durch welchen allein der Admissionsdampf in den Einlasskanal a_r gelangt. Auf dem Rücken des Schiebers, welcher jetzt die Bezeichnung Grundschieber erhält, gleitet, durch Kurbelmechanismus bewegt, ein plattenförmiger Schieber P, der sogen. Expansionsschieber, dessen Aufgabe es ist, den Durchlasskanal in einer bestimmten Kolbenstellung abzuschliessen, so dass kein Dampf mehr in den Cylinder eintreten kann. Die Veränderlichkeit dieses Abschlusses wird dadurch bewirkt, dass entweder die Entfernung der abschliessenden Kanten k und k_1 von einander oder die Bewegung des Schiebers selbst veränderlich gemacht wird.

Doppelschieber mit verstellbaren Arbeitskanten der Expansionsschieber.

Jeder der beiden Schieber hat seinen eigenen Kurbelmechanismus, während der eine auf dem anderen gleitet; es ist daher nötig, die Verhältnisse der gegenseitigen Bewegung beider zu untersuchen.

In Fig. 16 sei $OS = \varrho$ das Grundschieber-Excenter unter Voreilwinkel δ und $OS_e = \varrho_e$ das Expansionsschieber-Excenter unter Voreilwinkel δ_e, beide in der Todlage der Kolbenkurbel OK_0, so ist nach dem auf Seite 4 Gesagten $Om = \xi$ die Entfernung des Grundschiebers und $On = \xi_e$ diejenige des Expansionsschiebers von ihren Mittellagen, beide graphisch ausgedrückt, die Projektionen ihrer Kurbeln auf der gemein-

schaftlichen Bahn XX. Die Mittellagen fallen aber mit dem Schiebermittel zusammen, da sie nach beiden Seiten derselben symmetrisch zu funktionieren haben; also ist O die gemeinschaftliche Mittellage der beiden Schieber und des Spiegels. Da die Schieber ausserdem parallele Bahnen haben, deren Abstand im Diagramm gleich Null angenommen wird, so ist XX die gemeinschaftliche Bahn und auf dieser mn der Abstand der beiden Schiebermitten, M_g des Grundschiebers und M_e des Expansionsschiebers, von einander. Bezeichnet M_s die Mitte des Schieberspiegels, so heissen die Entfernungen $Om = \xi$ des Grundschiebers und $On = \xi_e$ des Expansionsschiebers von der Spiegelmitte M_s die absoluten, während man $mn = \xi_r$, also den Abstand M_e von M_g die relative Entfernung nennt.

Die letztere stellt sich graphisch ebenfalls als Projektion der Verbindungslinie $S\,S_e$ auf die XX dar.

Dreht man nun das ganze Kurbelsystem um einen Winkef ω, so dass S nach S' und S_e nach S'_e gelangt, so ist

$$Om' = \xi,\ On' = \zeta_e \text{ und } m'n' = \xi_r$$

als Projektionen von ϱ, ϱ_e und $S'\,S'_e$.

Hierbei hat sich $S\,S_e$ ebenso wie ϱ und ϱ_e um ω aus seiner Anfangslage gedreht. Verlegt man nun $S\,S_e$ parallel mit sich selbst so, dass S mit O zusammenfällt, so erhält man $O\,S_r$, desssen Projektion

$$Or = mn$$

ist. Dreht man diese Linie als Kurbel ϱ_r mit dem ganzen Systeme, so ist ihre Projektion für jeden Drehwinkel gleich derjenigen von $S\,S_e$. Daraus folgt aber, dass die Lage der Schieber zu einander sich genau so ändert, wie wenn der Grundschieber festläge und der Expansionsschieber durch eine Kurbel von der Länge ϱ_r unter dem Voreilwinkel δ_r auf dem ersteren verschoben würde. Die Relativbewegung beider Schieber lässt sich somit graphisch einfacher als eine absolute Bewegung des Expansionsschiebers auf dem Grundschieber darstellen.

Bleiben die Kurbeln mit den über dieselben geschlagenen Kreisen in der Anfangslage, so bilden diese die Bewegungskurven des Diagramms u. zw. (Fig. 17) OS als Grundschieberkreis, OS_e als Expansionsschieberkreis für die absoluten Bewegungen beider Schieber zum Schieberspiegel, sowie OS_r als relativer Schieberkreis für die in Form einer absoluten Bewegung dargestellte Relativbewegung der beiden Schieber zu einander.

Man nennt inbezug auf letztere OS_r die relative Totlage und

Os die **relative Mittellage.** In der ersteren hat M_e die grösste Entfernung von M_g, in der anderen liegt M_e in M_g.

Der Beweis, dass SS_e durch den Schnittpunkt s der beiden Kreise geht, folgt aus der Gleichung

$$\sphericalangle\ OsS_e = OsS = 90^0$$

und ebendaraus, dass $Os \perp SS_e$

oder $Os \perp OS_r$ steht

also den relativen Schieberkreis berührt.

Aus demselben Grunde ist Os_1 Tangente am Grundschieberkreise und Os_2 am Expansionsschieberkreise.

Die Dampfkurven des Grundschiebers sind genau dieselben, wie die eines einfachen Muschelschiebers (Fig. 10), und es werden durch den Expansionsschieber nur die Admissions- und Expansionsperiode beeinflusst, oder es wird vielmehr die Grenze zwischen Admission und Expansion verlegt und je nach den Forderungen an die Arbeitsleistung der Maschine variiert. Von Einfluss hierauf ist nur die Relativbewegung, welche den Durchlasskanal öffnet und schliesst, weshalb auch sie nur die Durchlasskurve bestimmt.

Durchlasskurve.

Steht (Fig. 18) M_e auf seinem Totpunkt links und ist l die Entfernung der arbeitenden Kante k von M_e, so muss die Entfernung der Aussenkante des Durchlasses a von M_g

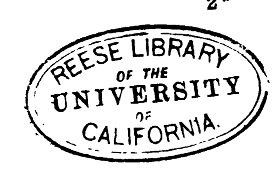
$$L = l + \varrho_r \text{ sein,}$$

wenn in diesem Augenblick abgeschlossen werden soll.

Die Kolbenkurbel liegt in der relativen Totlage RT (Fig. 19) und hat sich um $\sphericalangle\ \omega$ gedreht. Im nächsten Augenblick wird a durch die Rückwärtsbewegung von M_e (Fig. 18) geöffnet und ist in M'_e, sobald M_e sich dem M_g um a genähert hat, ganz offen. Die ganze Bewegung der Kante k mit M_e geht aber bis zum Totpunkte rechts M''_e und von hier zurück, bis k in k' angelangt ist und M_e in M'_e, worauf der Schluss des Durchlasses beginnt und in M_e endet.

Die Öffnung von a ist in jedem Augenblick $a' = \varrho_r - \xi'_r$, worin ξ'_r die relative Schieberlage in der betreffenden Kurbelstellung bezeichnet, im Diagramm die zugehörige Sehne des relativen Schieberkreises.

Daraus ergiebt sich die Konstruktion der Durchlasskurve, indem man mit ϱ_r als Radius einen Kreis um O schlägt und einen Kreisbogen



mit $\varrho_r - a$ als Radius, dessen Enden sich an den relativen Schieberkreis anlehnen.

Es ist klar, dass ein späterer Abschluss des Durchlasses nicht erfolgen kann und dass im nächsten Augenblick der Dampf wieder einströmt, wenn nicht zugleich der Grundschieber den Einlasskanal schliesst.

Dies geschieht nach (Fig. 19) erst in α, während der Durchlass schon wieder um die Strecke μ geöffnet hat. Dadurch entsteht aber ein kurzer nachträglicher Dampfeinlass, welcher die Wirkung eines Stosses auf den Kolben und die mit demselben verbundenen Teile hat und deshalb zu vermeiden ist. Man erreicht dies dadurch, dass man den Durchlass erst in der Stellung des Einlassabschlusses EA wieder öffnet, indem man die Plattenlänge kM_e um μ vergrössert, weil für die betreffende Stellung M_c um so näher an M_g herangerückt ist. Dies hat aber zur Folge, dass der Abschluss auch in gleicher Stellung der Platte nur mit entgegengesetzter Bewegungsrichtung erfolgt. Nach der Seite 5 gegebenen Regel erfolgt dies in der Stellung $M_x F$, in welcher $O\zeta = O\varepsilon$ ist, und ist diese diejenige der Maximalfüllung, wenn der Dampfstoss vermieden werden soll. Die Durchlasskurve ändert sich nun dahin, dass man mit $O\varepsilon = \xi_{r\,max}$ und $\xi_{r\,max} - a$ als Radien zwei Kreisbogen ausserhalb des relativen Schieberkreises schlägt, sodass sie die Form $\varepsilon\, m'\, t'\, n'\, \zeta\, u\, \varepsilon$ annimmt.

Weder die Einlass- noch die Durchlasskurve giebt im ganzen die wirklichen Weiten für den einströmenden Dampf, sondern nur eine Kombination beider. In jedem Augenblick ist jedenfalls die kleinere der beiden Öffnungen die wirkliche Eintrittsweite, und deshalb erhält man ein Bild des wirklichen Einlasses, wenn man den Anfang beider auf dieselbe Linie verlegt. Am geeignetsten hierfür ist wohl der e-Kreis $\vartheta\alpha$. Man übertrage deshalb von ζ ausgehend die Durchlassweiten von $\vartheta\alpha$ aus nach unten und verbinde die Endpunkte durch die Kurve $\gamma\eta$, so ist $\vartheta\,\eta\,\gamma$ die Einlasskurve, welche die effektive genannt werden mag. An dieser nimmt der Grundschieber von ϑ bis η, der Expansionsschieber von η bis γ teil. Will man wissen, wie lange die Drosselung beim Abschluss dauert, so zeichne man die Kurve von konstanter Dampfgeschwindigkeit, welche $\eta\,\gamma$ in $\varkappa$ schneidet, womit die Drosselung beginnt.

Für die Lage von M_e zu M_g und die Bewegungsrichtung nach innen oder nach aussen gilt auch hier wieder die Regel Seite 5.

Will man mit einer solchen Steuerung kleinere Füllung etwa

25 Prozent wie in Fig. 20 erreichen, so ersieht man zunächst aus dem Diagramm, dass M_e um $O\zeta$ links von M_g liegt und sich nach aussen bewegt. Da in diesem Moment Abschluss erfolgen soll, so muss die Entfernung der Aussenkante k der Platte von M_e

$$kM_e = L - O\zeta \text{ sein (Fig. 21)}$$
$$\text{oder } kM_e = L - \xi_{rI},$$

wenn man mit ξ_{rI} stets die relative Lage bezeichnet, welche dem Abschlusse I angehört.

Es war aber nach Fig. 18

$$L = l + \varrho_r$$
$$\text{also } kM_e = l + \varrho_r - \xi_{rI}$$

Bezeichnet man wieder $\varrho_r - \zeta_{rI} = \mu$, so ist

$$kM_e = l + \mu$$

Man kann nun diese Verlängerung dadurch bewirken, dass man die ganze Platte von der Länge $2\,l$ in der Mitte teilt und, wie es bei der Meyerschen Steuerung geschieht, durch gegenläufiges Gewinde auf der Schieberstange gleichmässig zu beiden Seiten von M_e verschiebt. Die Grösse dieser Verschiebung ist alsdann

$$\mu = \varrho_r - \xi_{rI} = \zeta\sigma$$

aus dem Diagramm.

Die Durchlasskurve für diese Füllung ergiebt sich mit Berücksichtigung der Regel Seite 5 folgendermassen.

Man zerlege für den Fall, wie der vorliegende, den Durchlass a in zwei Teile von der Grösse ξ_{rI} und $a - \xi_{rI}$.

Während des ersten Teiles liegt M_e links von M_g und bewegt sich beim Öffnen des Kanals nach innen. Dies geschieht während einer Kurbeldrehung von E aus bis zur Mittellage Os (IV—V Fig. 20); die Öffnung beginnt in III also, wenn der Kolben seinen Todpunkt rechts verlassen hat. Während nun M_e über M_g hinaus nach rechts geht, bleibt dieser Teil von a geöffnet, bis M_e wieder nach M_g zurückgelangt ist, wonach der Schluss in I erfolgt.

In den Perioden IV—V und XI—I müssen die relativen Entfernungen nach der aufgestellten Regel auf dem negativen Teile des Zeigers liegen, ebenso aber auch die Durchlassweiten, welche sich auf den linken Kanal beziehen. Man schlage deshalb, wie im vorigen Diagramm, einen Kreisbogen mit Radius ξ_{rI} ausserhalb des relativen Schieberkreises. Sobald jedoch M_e auf der rechten Seite von M_g liegt, müssen die Entfernungen $M_e\,M_g$ auf dem positiven Teile der Bahn

liegen, während die Durchlassweiten der Strecke $a - \xi_{rI}$ auf dem negativen Teile zu suchen sind, da sie sich auf den linken Kanal beziehen.

Die entsprechende Kurve erhält man dadurch, dass man mit dem Radius $a - \xi_{rI}$ einen Kreisbogen $m\,t\,n$ in den Symmetriekreis zum relativen Schieberkreise schlägt und nun aus den beiden Diagrammen $s\,u\,\zeta$ und $m\,t\,n$ die Summe der Strecken, und zwar auf dem positiven Teile des Zeigers für den rechten, auf dem negativen Teile für den linken Kanal entnimmt. Z. B.

Kurbelstellung	Kanalweite	
	links	rechts
I	Schluss	$2\,\xi_{rI}$
II Totlage links	geschlossen	a
III	„	Beginn des Schlusses
IV	Beginn des Öffnens	$2\,\xi_{rI}$
V Mittellage	ξ_{I}	ξ_{rI}
VI	$2\,\xi_{rI}$	Schluss
VII	a, Öffnen beendet	geschlossen
VIII Totlage rechts	a	„
IX	Beginn des Schlusses	„
X	$2\,\xi_{rI}$	Beginn des Öffnens
XI Mittellage	ξ_{rI}	ξ_{rI}
I	Schluss	$2\,\xi_{rI}$
XII	geschlossen	a, Öffnen beendet.

Zur allgemeinen Konstruktion der Durchlasskurven kann man hieraus folgende Regel ableiten:

> Man trage auf der Abschlussstellung I von dem Endpunkte des zugehörigen $\xi_{rI} - O$ ist stets Anfangspunkt — die Strecke a in positiver Richtung, also nach I hin, ab und schlage mit den beiden Radien $\mp\,\xi_{rI}$ und $\mp\left\{a + (\mp\,\xi_{rI})\right\}$ zwei Kreisbogen, und zwar mit dem negativen ausserhalb des Schieberkreises, mit dem positiven in den Symmetriekreis zu ersterem.

Beispiel: Fig. 19

$$O\zeta = -\,\xi_{rI}$$
$$On_1 = a + (-\,\xi_{rI})$$

oder da

$$a < \xi_{rI}$$
$$-\,On_1 = -\left\{a + (-\,\xi_{rI})\right\}$$

Beide Kreisbogen liegen ausserhalb bes relativen Schieberkreises.

Fig. 20

$$O\zeta = -\xi_{rI}$$
$$Om = +(a + (-\xi_{rI})\}$$

weil

$$a > \xi_{rI}$$

Der erste Kreisbogen liegt ausserhalb des relativen Schieberkreises, der zweite innerhalb des Symmetriekreises.

Ein weiteres Beispiel zeigt Fig. 22

$O\zeta = +\xi_{rI}$ giebt Kreisbogen $s\,u\,n$ im Symmetriekreise.

$O\tau = +\xi_{rI} + a$ giebt Bogen $\tau\,t$, welcher den Symmetriekreis zufälligerweise tangiert, da $\varrho_r = \xi_{rI} + a$ ist.

Bei noch kleinerer Füllung würde $\xi_{rI} + a > \varrho_r$, und der zweite Kreisbogen fiele ausserhalb des Symmetriekreises.

Die Durchlasskurve wird dann $s'u'n't$ und damit die grösste Öffnung des Durchlasses $u't < a$.

Für die Füllung I ist $\mu = \sigma\zeta = \xi_{r\,max} + \xi_{rI}$.

Im allgemeinen ist also $\mu = \xi_{r\,max} + (\mp \xi_{rI})$.

Die effektive Dampfkurve ist $\vartheta\,\eta\,\gamma$ und hat in η die grösste Öffnung. Dieselbe genügt, da die Drosselung erst in $\varkappa$ beginnt.

Zu bemerken ist noch, dass die Durchlasskurven symmetrisch zu beiden Seiten der relativen Totlage liegen und dass in der ersten Hälfte — im Drehsinne gerechnet — das Öffnen, in der zweiten Hälfte der Schluss des Durchlasses erfolgt.

Dimensionierung des Doppelschiebers mit verstellbaren Arbeitskanten des Expansionsschiebers.

Die Grundschieberbasis und der Spiegel werden nach den Bedingungen, welche beim einfachen Muschelschieber massgebend sind, konstruiert; nur ist in bezug auf den Durchlasskanal zu beachten, dass seine Weite in der Schieberbasis vielfach grösser als a gemacht wird, wenn $\varrho > e + a$ ist. Dieselbe kommt nur bei der Maximalfüllung in Betracht und ergibt sich nach Fig. 19 aus dem Schnittpunkt d der Kurve $\gamma\,\eta$ mit der Einlasskurve. Für diese Stellung muss die Durchlassweite um $c\,d$ grösser sein als a, also $= g\,c$, sie braucht aber überhaupt nicht grösser zu sein, da von hier ab der Expansionsschieber den oberen Durchlass schneller schliesst, als der Grundschieber den Einlass. Da nun die Drosselung erst bei $\varkappa$ beginnt, so überzeugt man sich leicht

durch Zeichnen eines entsprechenden Diagramms, dass es nicht nötig ist, $\varrho > e + a$ bezw. den Durchlass in der Basis grösser als a zu machen, wie es in der Praxis auch meistens geschieht.

Auf der anderen Seite macht man den Spiegel nur so lang wie nötig, um den Schieber über die Aussenkante hinweggleiten zu lassen und die Fläche, auf welcher der Schieber durch den Dampf angedrückt wird und Reibungswiderstand erzeugt, möglichst klein zu erhalten. Die Ausladung d_1 des Spiegels über den Einlasskanal hinaus dient dazu, den Eintritt des Dampfes von letzterem abzuhalten, sobald die Expansionsplatte den Durchlass bei kleinster Füllung geschlossen hat. Diese ist aber gleich Null, vorausgesetzt, dass man, wie später erörtert wird, schon beim Beginn des Kolbenhubes den Dampf absperren will. Hierfür ist der Einlass um v_e geöffnet, und es wird, wie aus Fig. 24 ersichtlich,

$$d_1 = a - v_e + (5 \text{ bis } 10\ mm)$$

je nach Höhe der Dampfspannung. Die Dimension $d_1 = a$ wird in den meisten Fällen genügen.

Nach Zeuner ist

$$d = \frac{a}{2} + 10\ mm$$

und nach der Konstruktion des Muschelschiebers auf Seite 16

$$a_{0\ min} = i + \varrho + a - d$$

Der letztere Wert kann beliebig erweitert werden, man hat jedoch zu berücksichtigen, dass dadurch der Schieber länger und der Reibungswiderstand grösser wird.

Die Konstruktion der Plattenlänge l hat die Bedingung zu erfüllen, dass der Durchlass auf dem Grundschieberrücken nach dem Füllungsschlusse mindestens so lange geschlossen bleibt, bis auch der Grundschieber abgeschlossen hat.

Fig. 24 zeigt den Abschluss bei Null-Füllung, bei welchem nach dem Diagramm (Fig. 19) M_e um $\xi_{r\ min} = Ok$ rechts von M_g liegt.

Bei maximaler Füllung liegt nach Fig. 19 M_e um $O\zeta = \xi_{r\ max}$ links von M^g. Hiernach würde L nicht wie oben angegeben

$$L = l + \varrho_r,$$

sondern nur

$$L = l + O\zeta = l + \xi_{r\ max}$$

sein brauchen, da es nicht nötig ist, die Platten mit ihren Innenkanten näher an M_e zu rücken.

Die Länge l ergiebt sich nun aus der kleinsten Füllung, wenn man berücksichtigt, dass eine im Gange befindliche Maschine durch plötz-

liche Absperrung des Einlasses nicht sofort zum Stillstand gebracht wird, sondern noch mehrere Umdrehungen macht, so dass M_e seine Bewegung zu M_g fortsetzt. Gelangt nun M_e auf seinen Totpunkt links nach M'_e (Fig. 24), so wird auch die Platte um $\varrho_r + \xi_{r\,min}$ über die Aussenkante des Kanales hinweggeschoben, darf jedoch auch in dieser Lage den Einlass nicht öffnen. Daraus ergiebt sich

$$l = \varrho_r + \xi_{r\,min} + a + e'$$

worin $\xi_{r\,min}$ die relative Lage der kleinsten Füllung und e' eine Überdeckung je nach Höhe der Dampfspannung, $e' = 5$ bis $10\ mm$ bezeichnet.

Nach Bestimmung von l wird

$$L_{min} = l + \xi_{r\,max}$$

wobei wieder zu beachten ist, dass L beliebig verlängert werden kann, aber nicht kleiner werden darf.

Ist nun das L in der Grundschieberbasis grösser als das obige, so wird dies letztere auf die Länge des ersteren vergrössert und umgekehrt, wenn L auf dem Rücken grösser ist, wird L in der Basis auf dessen Länge gebracht. Der Zweck dieses Verfahrens ist möglichste Kleinheit der Durchlasskanäle, welche bei der Expansion bis zum Abschlüss der Einlasskanäle als schädliche Räume wirken, und ausserdem die Möglichkeit, durch den Durchlass die Justierung des Grundschiebers nicht nur mit den Augen, sondern auch mittels Messinstrumenten vornehmen zu können.

Berechnung einer Doppelschiebersteuerung mit veränderlichen Arbeitskanten der Expansionsplatten aus dem Diagramm.

Die Forderungen, welche an eine gute Steuerung gestellt werden müssen, sind: Empfindlichkeit gegen die Einwirkung des Regulators innerhalb möglichst weiter Füllungsgrenzen und präziser Abschluss zur Verringerung der Drosselung bei möglichst kleinen schädlichen Räumen.

Der Widerstand gegen den Regulator wird hauptsächlich durch die Reibung der Expansionsplatten auf dem Grundschieber hervorgerufen, während Stopfbüchsen und Zapfenreibungen der Hauptsache nach als zusätzlich von dieser abhängen.

Die Reibung ist ein Produkt aus der Plattengrösse, dem spezifischen Dampfdruck und dem entsprechenden Reibungskoeffizienten, und

die Reibungsarbeit wieder ein Produkt aus diesen Grössen und der relativen Geschwindigkeit. Bezeichnet

F die Flächensumme beider Platten in qcm,

p den spezifischen Dampfdruck pro qcm in kg,

φ den Reibungskoeffizienten und

c_{sm} die mittlere relative Geschwindigkeit in m,

so ist

$\varphi \cdot F \cdot p \cdot c_{sm}$ die Reibungsarbeit in mkg pro Sekunde.

Dieser Wert ist so klein wie möglich zu halten.

Eine bestimmte Grösse in diesem Produkte ist der Druck p, welcher zwar durch Entlastung auf ein geringes Mass reduziert werden kann, was jedoch wegen der Kompliziertheit und Unzuverlässigkeit der bis jetzt bekannten Einrichtungen in den meisten Fällen nicht geschieht. Ist also p nicht aufgehoben, so bleibt dem Konstrukteur nur übrig, φ, F und c_{sm} einzeln oder zusammen auf das kleinste Mass zu bringen.

Der Reibungskoëffizient φ hängt von dem Material und der Ausführung ab. Abgesehen von letzterer, für welche der Konstrukteur in der Regel nicht selbst verantwortlich zu machen ist, wird Gusseisen angewandt, dessen Reibungskoëffizient bei gut eingelaufenen Schiebern wenig schwankt. Es kann recht gut $\varphi = 0{,}18$ als passender Wert angenommen werden, wenn es nicht gelingt, geeigneteres Material zur Verwendung zu bringen.

Die Fläche F mit einer konstanten Breite $b_1 = b + (10 \text{ bis } 20)\ mm$ hängt nur von $l = \varrho_r + \xi_{r\,min} + a + e'$ ab, also von der Relativbewegung ϱ_r, der kleinsten Füllung $\xi_{r\,min}$, der Kanalweite a und der Überdeckung e'.

Hierin wird ϱ_r durch die Bedingung beeinflusst, dass der Abschluss möglichst schnell erfolgt, im allgemeinen für eine bestimmte Maximalfüllung desto schneller, je grösser ϱ_r ist, da die Maximalfüllung nach Fig. 19 in Verbindung mit EA die relative Totlage, also δ_r bestimmt. Dagegen nimmt $\xi_{r\,min}$ bei den Füllungen in der Nähe der Todlage I sehr schnell ab, und wenn man berücksichtigt, dass die Leergangsreibung der Maschine einen Teil der Gesamtarbeit absorbiert, so kann man die minimale Füllung nahezu bis zu dieser Arbeitsleistung steigern, ohne dass die Maschine dadurch bewegt wird. Indessen ist Vorsischt hier geboten, und es ist keineswegs zu raten, dass man für Meyersche oder ähnliche Steuerung etwa 0,05 in jedem Falle als Minimum der Füllung annimmt, da dies von dem ganzen Charakter der Maschine

abhängt, deren Zusammensetzung man vor der Berechnung noch nicht kennt.

Die Schiebergeschwindigkeit c_s ist von der Tourenzahl der Maschine einerseits, andererseits von ϱ_r abhängig nach der Gleichung

$$c_s = \frac{n\pi}{30} \varrho_r \sin \omega$$

abgerundet

$$c_s = 0{,}104\, n\, \varrho_r \sin \omega$$

und der Mittelwert von c_s wird

$$c_{sm} = 0{,}636 \,.\, 0{,}104\, n\, \varrho_r$$

$$c_{sm} = 0{,}066\, n\, \varrho_r$$

Da nun n ein von dem Zweck der Maschine abhängiger Wert ist, so kann c_{sm} nur proportional ϱ_r vermindert werden. Man ersieht aber daraus, dass Maschinen mit geringerer Tourenzahl für die Steuerung günstiger sind.

Will man nun für eine zu konstruierende Maschine die Steuerung entwerfen, so entschliesse man sich zunächst für ein entsprechendes Steuerungssystem mit Rücksicht auf den Zweck der Maschine und die Höhe der Admissionsspannung. Je höher die letztere ist, desto schwieriger wird die präzise Bethätigung der Füllungsgrade durch den Regulator bei zwangläufigen Schiebersteuerungen; je grösser aber die Tourenzahl der Maschine ist, desto unsicherer funktionieren die nicht zwangläufigen Präzisionssteuerungen, so dass bei einer Tourenzahl von mehr als 120 Bedenken gegen diese Steuerungen zu hegen sind. Sind die Schiebersteuerungen wirklich entlastet — man muss dazu auch die Kolbensteuerungen nach dem Prinzip der Doppelschieber rechnen —, so sind sie selbst bei hohen Dampfspannungen für nicht zu variable Leistungen der Maschine sehr gut verwendbar und für direkte Einwirkung des Regulators, wenn sie nicht zu grosse Dimensionen haben, empfänglich. Bei hohen Tourenzahlen sind sie unentbehrlich. Da jedoch, wie schon erwähnt, die Entlastungsmechanismen entweder sehr kompliziert und unzuverlässig sind, oder, einfacher ausgeführt, allmälich nachlassen, so dass sie nachgestellt werden müssen, so ist es gut, die Admissionsspannung nicht zu hoch zu wählen. Die übliche Grenze dürfte 6 Atmosphären absolut sein.

Ist man zur Wahl einer Schiebersteuerung entschlossen, so konstruiere man zunächst nach den oben gemachten Angaben die Dimensionen des Grundschiebers, wie auf Seite 23 ff durchgeführt wurde. Man wird bei hohen Admissionsspannungen alsbald erkennen, dass die ge-

wünschte Kompression nicht zu erreichen ist, wenn man ein genügendes inneres Voreilen v_i und passende Abmessungen für ϱ und e haben will. Man muss in der Konstruktion dahin trachten, den schädlichen Raum möglichst klein zu halten und die Feuchtigkeit des Dampfes durch Wasserabscheider und Mantelheizung, besonders auch des Deckels, auf das kleinste Mass zu bringen; denn bei der Kompression ist das mit dem Dampfe gemischte Wasser, dessen Fähigkeit, Wärme aufzunehmen, mit der Kompressionsspannung wächst, und welches sich infolge seiner Bläschenform in inniger Berührung mit dem Dampfe befindet, die hauptsächliche Ursache der Wärmeabsorption, ferner aber auch die zum schädlichen Raum relativ grosse Deckelfläche, deren Heizung aus Unkenntnis des Vorganges oder Sparsamkeitsrücksichten leider meistens unterlassen wird, obgleich sie sehr geeignet ist, die infolge der Spannungserhöhung vom Wasser geforderte Flüssigkeitswärme wenigstens zum grossen Teile zuzuführen.

Ist das Grundschieberdiagramm ausgeführt, so hängt die Bestimmung des relativen Schieberkreises von drei Forderungen ab, der Grösse der Maximalfüllung, der Geschwindigkeit des Abschlusses und der Regulirbarkeit der Maschine.

Die Normalfüllung wird der Berechnung der Maschine entnommen, und die Maximalfüllung hängt von dem Zweck ab, welchem die Maschine in der Praxis dienen soll. Sie wird desto grösser sein müssen, je variabler die Leistung der Maschine ist, jedoch nur innerhalb der Grenzen, welche noch einen ökonomischen Dampfverbrauch gewährleisten, oder, mit anderen Worten, es darf die Maximalfüllung nicht soweit getrieben werden, dass die Expansions-Endspannung einen bedeutenden Wärmeverlust repräsentiert.

Ferner ist mit Rücksicht auf die zweite Forderung des präzisen Abschlusses dahin zu wirken, dass die relative Mittellage wenigstens in der Nähe des Abschlusses der Normalfüllung liegt. Man vergegenwärtige sich zu dem Zweck die Geschwindigkeitsänderung der Schieberbewegung.

Aus Fig. 14 geht hervor, dass $c_s = v \sin \omega$ die Schiebergeschwindigkeit für irgend einen Drehwinkel ω ist. Graphisch stellt man dieselbe dar, wenn man mit v als Durchmesser auf der Mittellage OY einen Kreis schlägt, welcher die X-Achse in O tangiert. Die dem jedesmaligen Drehwinkel ω zugehörige Sehne ist $v \sin \omega$. Man vergegenwärtigt sich die Geschwindigkeitsänderung am besten, indem man diese Sehnen als Ordinaten in den zugehörigen Schieberstellungen aufträgt und die Endpunkte verbindet, wodurch man eine elliptische Kurve erhält, deren

grosse Achse der Schieberweg, deren kleine Halbachse v ist, wenn man zum Zweck der Übersichtlichkeit den Geschwindigkeitsmassstab klein genug wählt. Durch Rechnung gelangt man zu folgendem Resultat:

Nennt man t die Zeit eines halben Umlaufes, ϱ die Kurbellänge oder Excentrizität und c_{sm} die mittlere Schiebergeschwindigkeit, so ist

$$t = \frac{\varrho \pi}{v} = \frac{2 \varrho}{c_{sm}}$$

oder

$$c_{sm} = \frac{2}{\pi} \cdot v = 0{,}636\, v$$

Da nun allgemein $c_s = v \sin \omega$, so hat der Schieber seine mittlere Geschwindigkeit für

$$c_{sm} = v \cdot \sin \omega = 0{,}636\, v$$

also für

$$\sin \omega = 0{,}636,$$

was $\omega = 39^0\, 30'$ ergiebt.

Die diesem Winkel zugehörige Schieberstellung findet man nach dem Ausdruck

$$\varrho\, (1 - \cos \omega) = \varrho\, (1 - 0{,}771) = 0{,}229\, \varrho$$

oder bei 0,1145 des Hubes.

Der Schieber braucht nur $23\,^0/_0$ des halben Hubes, um seine Geschwindigkeit von 0 auf 0,636, also nahezu $^2/_3$, seiner Maximalgeschwindigkeit v zu bringen, während er bei weiteren $77\,^0/_0$ nur um $^1/_3$ dieser Geschwindigkeit beschleunigt wird. Wenn man nun berücksichtigt, dass diese Beschleunigung nach der Mittellage zu abnimmt, so sind die Geschwindigkeiten in der Nähe derselben nahezu konstant. Wendet man dies auf die Relativbewegung, welche sich ja ebenfalls als Kurbelbewegung darstellt, an, so erhält man in der Mittellage die Maximalgeschwindigkeit $\frac{n}{30}\, \varrho_r\, \pi$.

Da nun die Reibungswiderstände des Dampfes mit der Verengung des Durchlasses wachsen, so würde der Verlust durch Drosselung am kleinsten, wenn die maximale Geschwindigkeit mit dem Abschlusse zusammenfiele, wenn also die Kurbellage der Normalfüllung sich mit der relativen Mittellage deckte. Andererseits ist aber auch zu beachten, dass die **Dauer** der Drosselung auf diese von Einfluss ist und am kleinsten wird, wenn der Drosselungswinkel durch die Mittellage halbiert wird. Hält man dies zusammen mit dem Umstande, dass die Geschwindigkeit so gut wie konstant ist, so wird die letztere Anordnung den Vorzug

verdienen. Nun ist aber die Hauptsache, der Drosselungswinkel, d. h. der Kurbeldrehwinkel, in welchem Drosselung erfolgt, $\varkappa$ bis γ (Fig. 25), nicht bekannt, bevor das Durchlassdiagramm gezeichnet, also ϱ_r bestimmt ist. Man kann jedoch die Forderung stellen, dass der Durchlass a während eines gewissen Kolbenweges geschlossen wird, und wird bei einiger Übung diese Annahme bald mit ziemlicher Garantie für ein günstiges Resultat machen können. Ist beispielsweise in Fig. 25 die Normalfüllung 0,2 l, und man verlangt, dass die Schliessung von a in $15^0/_0$ des Kolbenweges stattfinden soll, so beginnt dieselbe in 0,05 l. Die entsprechende Kurbelstellung ist I_0 und $\sphericalangle\ \varphi$ der Schlusswinkel. Legt man die relative Mittellage in die Mitte desselben, sodass $\varphi_1 = \varphi_2$ ist, und die relative Totlage senkrecht dazu, trägt auf letzterer $a = Oc$ ab und legt durch c eine Parallele cd zu NF, so ist $Od = \varrho_r$, weil die Sehne des mit Od geschlagenen zum $\sphericalangle\ \varphi$ gehörigen Bogens $= a$ ist. Damit ist ϱ_r und δ_r gefunden.

Man trage nun $\varrho_r = OS_r$ auf der relativen Totlage auf, mache Bogen $\alpha\beta = \beta\lambda$, so hat man in $O\lambda$ die Kurbellage der Maximalfüllung mit Vermeidung des Dampfstosses.

Aus dem relativen Schieberkreise über ϱ_r erhält man die Durchlasskurve und aus dieser in Verbindung mit der Einlasskurve die effektive Dampfkurve $\vartheta\eta\gamma$ und wiederum auf dieser den Drosselungsanfang im Punkt $\varkappa$ und den Drosselungswinkel von $\varkappa$ bis γ auf ungefähr $10^0/_0$ des Kolbenweges. — Die relative Totlage ist auf Grund der Annahme gefunden, dass die Mittellage RM den Schlusswinkel φ halbiert. Oben wurde aber gesagt, dass sie am besten den Drosselungswinkel halbiere. Legt man nun RM in die Mitte zwischen $\varkappa O$ und γO, so dreht sich die relative Totlage um denselben Winkel und kann unter Umständen durch α hindurch gehen. Dann würde sie zugleich Maximalfüllung repräsentieren. In der Regel geht man nicht so weit. Dann gelangt c nach (c) und d nach (d), aber $O(d)$ ist damit zu gross für ϱ_r, weil die Projektion der Sehne $(d)(k)$ auf (RT) grösser als a ist. Will man ϱ_r genau haben, so bestimme man es aus der Gleichung

$$a = \varrho_r\ (\sin \varphi_1 + \sin \varphi_2),\ \text{nämlich}\ \varrho_r = \frac{a}{\sin \varphi_1 + \sin \varphi_2}$$

Gewöhnlich ist aber die Abweichung von diesem Werte eine sehr geringe, wenn φ_2 nicht gross ist. In diesem Falle nehme man zur Korrektur einen Punkt zwischen d und (d), welcher mit praktisch hinreichender Genauigkeit die richtige Sehne liefert. Behält man (d) bei, so wird der Abschluss etwas schneller, es wächst die Maximalfüllung

und es ändert sich etwas die Durchlasskurve. Man wird bei Durchführung des entsprechenden Diagramms finden, dass der Drosselungswinkel sich nicht viel ändert, und mit Rücksicht auf die Regulierbarkeit ein nicht zu grosses ϱ_r wünschen müssen. Deshalb ist in (Fig. 25) das ursprüngliche ϱ_r beibehalten.

Ist dasselbe für die Regulierbarkeit noch zu gross, so kann nur längere Dauer des Schlusses angenommen werden, wodurch φ grösser und ϱ_r kleiner wird.

Die maximale Relativgeschwindigkeit ist nun nach Seite 29

$$\frac{n}{30} \pi \varrho_r = 0{,}104 \, n\varrho_r$$

und die mittlere $c_{sm} = 0{,}636 \cdot 0{,}104 \, n\varrho_r = 0{,}066 \, n\varrho_r$

Aus ϱ_r und ϱ ergiebt sich das Expansionsexcenter ϱ_e.

Der Praktiker nimmt gern ϱ und ϱ_e nach demselben Modell.

Das darf indessen kein Hindernis für die richtige Konstruktion sein. Kleine Abweichungen der Excentricität lassen sich durch dasselbe Modell beherrschen, wenn es stark genug ist, grösseren kann man durch Hebelübersetzung, welche meistens doch zur Übertragung der Bewegung auf die Schieber angewandt werden muss, genügen.

Die Grösse μ, um welche die Arbeitskanten für jeweilige Füllungen von der Lage ihrer Maximalfüllung aus verschoben werden müssen, erhält man als Abstand des Enpunktes von ξ_{rI} von dem mit $\xi_{r\,max}$ geschlagenen Kreisbogen und trägt diese Strecken für gleiche Füllungs-Unterschiede von der minimalen bis zur maximalen auf einer Skala gewöhnlich in reduziertem Massstabe auf, welche auf dem durchgehenden Ende der Expansionsschieberstange vermittelst eines besonderen Apparates die Füllungsgrade erkennen lässt. Algebraisch ausgedrückt ist

$$\mu = \xi_{r\,max} + (\mp \xi_{rI})$$

Ist die minimale Füllung gleich Null, so ist $\mu_{max} = \xi_{r\,max} + OB$ (Fig. 25) und die Plattenlänge $l = \varrho_r + OB + a + e'$

$$\text{sowie } L_{min} = l + \xi_{r\,max}$$

Will man nun die Verschiedenheit der Füllungen für Hin- und Rücklauf, welche aus dem Einflusse der Pleuelstange resultiert, ermitteln, so verfahre man nach dem Seite 10 ff. Gesagten im Anschluss an Fig. 12. Man kann aber auch, bequemer für die Zeichnung, die Mittelpunkte o der gesuchten Kreise dadurch bestimmen, dass man die Gleichung

$$\frac{l}{2} \sin \alpha = \frac{1}{n} \frac{l}{2} \sin \omega.$$

durch 2 dividiert, also $\frac{l}{4} \sin \alpha = \frac{1}{n} \frac{l}{4} \sin \omega$ nimmt und hieraus $\sphericalangle \alpha$ ermittelt.

Man schlage über $\frac{l}{4} = K_0 \overline{0{,}25}$ einen Kreis und über $K_0 \overline{0{,}05}$ einen zweiten, dessen Durchmesser $\frac{1}{n} \frac{l}{4}$ ist, wenn n, wie in der Praxis üblich, $= 5$ gewählt wird.

Mit diesen beiden verfahre man wie in Fig. 12 mit dem Kolbenkreise und dem über $K_0 \overline{5}$ geschlagenen, indem man die Sehnen aus dem kleineren $\left(\frac{1}{n} \frac{l}{4} \sin \omega\right)$ als Sehnen in den grösseren $\left(\frac{l}{4} \sin \alpha\right)$ von 0,25 aus nach oben und unten einträgt und die zugehörigen Bogen halbiert. Die Halbierungslinien schneiden auf der Vertikalen in 0,25 die gesuchten Mittelpunkte o und o_1 aus. Mit dem Radius oK_0 schlage man alsdann um o und o_1 in die Kurbelstellung NF ein und erhält den Schnittpunkt r, sodass Or die Kolbenstellung des Hinlaufes wird, und von o_1 aus r_1, sodass Or_1 die Kolbenstellung des Rücklaufes wird. Ebenso verfahre man mit dem Drosselungsanfang $O\varkappa$, was auf den Drosselungsbeginn in m für Hinlauf, in m_1 für Rücklauf führt.

Man sieht daraus, dass die Füllung für Hinlauf 0,24, für Rücklauf 0,172, die Drosselung für Hinlauf ungefähr 13,5°/$_0$, für Rücklauf nur 9°/$_0$ beträgt u. s. w. Für kurze Excenterstangen würde sich auch eine Korrektur der Schieberkreise empfehlen, welche ebenso wie diejenige des Kolbenkreises ausgeführt wird.

Was die Forderung der Regulierbarkeit angeht, so ist zu berücksichtigen, dass die Energie der Centrifugalregulatoren bei normalen Dimensionen eine so geringe ist, dass dieselben nur auf Kosten einer grösseren Zeit die Widerstandsarbeit der Platten zu überwinden vermögen. Es wurde bereits oben gesagt, (Seite 26), dass die Reibungsarbeit $\varphi\, F p \cdot c_{sm}$ pro Sekunde beträgt, und ist dort die Möglichkeit einer Verkleinerung der einzelnen Werte erörtert, wobei die Abhängigkeit der Werte F und c_{sm} von a ersichtlich wurde. Denn es ist bei dem angenommenen Werte von b_1 die Fläche $F = 2\, b_1 l$ und

$$l = \varrho_r + \xi_{r\,min} + a + e'$$

Es wurde aber ϱ_r als von a abhängig erkannt und man ersieht aus (Fig. 25) dass ϱ_r desto kleiner wird, je kleiner die Maximalfüllung ist. Damit nimmt aber auch $\xi_{r\,min}$ ab, einmal, weil ϱ_r kleiner, zweitens, weil δ_r grösser wird.

Somit ist l desto kleiner, je kleiner die Maximalfüllung wird. Kleine Maximalfüllung ist aber im allgemeinen nur statthaft bei kleiner Normalfüllung, und diese wieder nur bei hoher Admissionsspannung. Demnach würde auch die Verkleinerung von l, also von F, einer Vergrösserung von p entsprechen, in welchem Masse, hängt von den Umständen ab, welche jeder tüchtige Konstrukteur selbst beurteilen muss. Es ist also hiermit im allgemeinen für die Verkleinerung der Reibungsarbeit nicht viel gewonnen. Könnte man a selbst verringern, so wäre dadurch am besten geholfen, und dies lässt sich bis zu einem gewissen Grade durchführen. Man teile den Durchlass auf dem Rücken des Grundschiebers in zwei Teile, welche sich in der Basis wieder vereinigen, so dass auf dem Rücken je zwei Öffnungen $\frac{a}{2} \cdot b$ auf jedem Ende des Schiebers vorhanden sind. Die Konstruktion von ϱ_r erfolgt nach Fig. 26 nun derart, dass man $Oc = \frac{a}{2}$ anf der relativen Totlage aufträgt und durch c die Parallele zu NF zieht, woraus $Od = \varrho_r$ folgt. Der relative Schieberkreis wird nun mit dem kleineren ϱ_r ebenso zur Konstruktion der Durchlasskurven benusst, wie in Fig, 25 der grössere. Es wird

$$l = \varrho + \zeta_{r\,min} + \frac{a}{2} + e'$$

worin die drei ersten Werte die Hälfte der früheren ausmachen. Dafür hat man aber anstatt des einen l deren zwei, nämlich eins für jede Öffnung. Bedenkt man noch, dass e' dasselbe geblieben ist, so ist F noch ein wenig grösser geworden. Der Nutzen liegt nur in dem verkleinerten ϱ_r, weil dadurch die relative Geschwindigkeit $c_{sm} = 0{,}066\, n\, \varrho_r$ kleiner geworden ist.

Für das Durchlassdiagramm ist zu beachten, dass die beiden Kreisbogen jetzt mit $\mp \zeta_{rI}$ und $\mp \left(\frac{a}{2} + (\mp \zeta_{rI})\right)$, in Fig. 26 $\xi_{r\,max}$ für ξ_{rI}, zu schlagen sind, aber mit Rücksicht auf die beiden Öffnungen jede Dimension aus demselben doppelt genommen werden muss.

Die Konstruktion des Schieberrückens wird für den der Mitte nächsten Kanal gerade so wie bei ungeteiltem Kanale ausgeführt, also $L_{min} = \xi_{r\,max} + l$, dagegen unterliegt die Stegbreite s (Fig. 27) der Bedingung, dass die Summe der beiden Durchlassöffnungen in jedem Augenblicke mindestens gleich der Einlassöffnung ist, so lange die Admission durch den Grundschieber bei der Maximalfüllung dauert, d. i. in der Periode $\vartheta\eta$ des effektiven Diagramms dieser Füllung (Fig. 26). Man

nehme an, es sei zunächst nur der äussere Kanal $\frac{a}{2}$ frei und der innere gedeckt, so würde der erstere die Durchlasskurve $\beta\,\alpha\,\varepsilon$ oder die auf den e-Kreis reduzierte $\zeta\,\gamma\,\vartheta$ ergeben, welche den Abschluss darstellt. Im Punkte λ schneidet sie die Einlasskurve, von hier ab würde also der Durchlass kleiner als der Einlass. Demnach muss der zweite Durchlasskanal mit geöffnet werden, damit die Summe beider Durchlassweiten stets mindestens gleich der Einlassweite ist. Wenn man nun mit $O\eta = e + a$ einen Kreisbogen $\eta\,\nu$ schlägt und von λ ab an $\lambda\,\zeta$ die Weiterbewegungen der Platte, das sind die Relativbewegungen von r aus, anträgt, so erhält man eine Kurve $\lambda\,\nu$, welche $\eta\,\nu$ in ν schneidet, und die Öffnung des zweiten Kanales repräsentiert. In $O\nu$ sind beide Kanäle geöffnet, bis in $O\eta$ der Schluss beginnt, welcher die Schlusskurve $\eta\,\gamma$ mit dem Drosselungsanfang $\varkappa$ ergiebt. Bei der Drehung von $O\nu$ bis $O\eta$ darf keiner der Kanäle gedeckt werden; daraus folgt nach Fig. 27 $s = l + (O\beta \mp$ dem ξ_r der Stellung $O\nu)$.

Für die der Mittellage nahe liegenden Sehnen des relativen Schieberkreises, welche sich nicht genau abgreifen lassen, hat man auf demselben Strahle den Abschnitt zwischen Grund- und Expansionsschieberkreis, welcher mit voller Schärfe die gesuchte Länge giebt, in vorliegendem Falle $m\,n$. Bei der Konstruktion der effektiven Dampfkurven macht man hiervon ausgiebigen Gebrauch.

Neben einer derartigen Kanalteilung ist die Verminderung von p durch Entlastung das wirksamste Mittel, die Steuerung regulierfähig zu machen.

Einteilung der Doppelschiebersteuerungen.

Auf Grundlage der bisherigen graphischen Ergebnisse lässt sich eine allgemeine Klassifikation der Doppelschiebersteuerungen aufstellen.

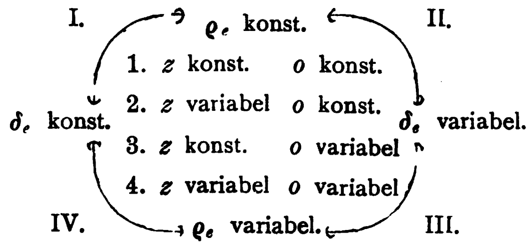
Unter Doppelschiebersteuerungen sollen nur diejenigen verstanden werden, bei denen der Expansionsschieber auf dem Rücken des Grundschiebers gleitend durch Änderung seiner Dimensionen oder seiner Relativbewegung die Füllungsgrade beherrscht.

Man stelle sich die Verbindung des Expansionsschiebers mit der Schieberstange in der Weise vor, dass sich, in die Schieberstange eingeschaltet, ein Rahmen R (Fig. 29) befindet, in welchem eine Platte B verschoben werden kann, während sie in der Richtung der Schieberbewegung durch den Rahmen mitgenommen wird. In die beiden Schlitze der Platte B ragen zwei Nocken n und n_1 der Expansions-

platten P und P_1, welche sich zwangläufig in den Schlitzen bewegen. Sind diese nun gegen die Schieberstange geneigt, so ändern die Platten durch Verschiebung von B in R ihre gegenseitige Lage, die Entfernung der arbeitenden Kanten von M_e wird dadurch variabel. Ist der Neigungswinkel $\varphi = 90^0$, so bleibt diese Entfernung konstant. Die Excentricität ϱ_e der Expansionsplatten kann hierbei jeden beliebigen Wert von 0 an erhalten, und dieser Wert kann ebenfalls konstant oder variabel sein. Andererseits hängt die Relativbewegung von der Grösse des Voreilwinkels δ_e ab, welcher konstant oder variabel bei jeder beliebigen Grösse sein kann.

In Figur 28 bewirkt die Kante z den Schluss, o die Öffnung des Durchlasses, vorausgesetzt, dass die Kanäle ausserhalb der Platten liegen.

Hiernach ergiebt sich aus der Kombination der Grössen δ_e, ϱ_e, z und o folgendes Schema der verschiedenen Doppelschieberarten.



Man erhält 16 Kombinationen, wenn man I, II, III und IV mit 1, 2, 3 und 4 zusammensetzt.

1. I, 1. δ_e konst., ϱ_e konst., z kosst., o konst. Die Kanten o und z sind parallel den Arbeitskanten, die Platten unveränderlich, δ_e und ϱ_e geben eine bestimmte Relativbewegung, die Steuerung arbeitet mit einer festen, unveränderlichen Füllung. Die Platten können in eine zusammengezogen und mit der Schieberstange direkt verbunden werden.

2. I, 2. δ_e konst., ϱ_e konst. Bestimmte Relativbewegung. z variabel, o konst. Kante o steht senkrecht in o_1, z geneigt, die Nocken n und n_1 haben keine zwangläufige Bewegung, sondern spielen zwischen o_1 und z, die Platten liegen periodisch auf dem Grundschieber in relativer Ruhe. (Krausesche Steuerung. Für $\varrho_e = o$ hat man Farcot-Steuerung.)

3. I, 3. δ_e und ϱ_e konst., z konst., o variabel. Variable Öffnung bei fester Füllung und bestimmter Relativbewegung. Diese Steuerung kommt aus begreiflichen Gründen nicht vor.

4. I, 4. δ_e unb ϱ_e konst., z variabel, o variabel. (Meyersche Steuerung mit ihren konstruktiven Varianten.)

5. II, 1. δ_e variabel, ϱ_e, z und o konst. Steuerungen, welche mit

einer an der Schieberstange befestigten Platte den Voreilwinkel δ_e durch einen am Schwungrade befestigten Federregulator ändern,

6. II, 2. δ_e variabel, ϱ_e konst., z variabel, o konst. Eine Kombination der vorigen Steuerung mit No. 2. (Farcot-Krause.)

7. II, 3. δ_e variabel, ϱ_e konst., z konst., o variabel. Der Schluss wird durch δ_e variabel, wobei die Kombination von δ_e und o ein konstantes Öffnen bewirken könnte.

8. II, 4. δ_e variabel, ϱ_e konst., z und o variabel. Kombination von No, 5 mit No. 4 (Meyer), dürfte ihrer Kompliziertheit wegen kaum vorkommen.

9. III, 1. δ_e und ϱ_e variabel, z und o konst. Eine Platte fest an der Schieberstange, die Relativbewegung wird durch δ_e und ϱ_e zugleich mittels eines Schwungradregulators oder eines anderen Mechanismus verändert.

10. III, 2. δ_e und ϱ_e variabel, z variabel, o konst. Kombination von No. 9 und 2.

11. III, 3. δ_e und ϱ_e variabel, z konst., o variabel. Kombination von No. 9 und 7.

12. III, 4. δ_e und ϱ_e variabel, z variabel, o variabel. Kombination von No. 9 und 4.

13. IV, 1. δ_e konst., ϱ_e variabel, z konst., o konst. Feste Platte an der Schieberstange, die Relativbewegung durch ϱ_e veränderlich Hierauf basiert eine ganze Reihe von Neuerungen.

14. IV, 2. δ_e konst., ϱ_e variabel, z variabel, o konst. Kombination von No. 13 und 2.

15. IV, 3. δ_e konst., ϱ_e variabel, z konst., o variabel. Kombination von No. 13 und 7.

16. IV, 4. δ_e konst., ϱ_e variabel, z und o variabel. Kombination von No. 13 und 4.

Durch diese Aufstellung soll nur ein Überblick über die Möglichkeit gegeben werden, für gegebene Fälle eine Steuerung einzurichten.

Dass die Praxis nicht alle diese Kombinationen berücksichtigt, liegt in dem wohlberechtigten Streben nach Einfachheit der Konstruktion, und wird man besonders diejenigen Klassen ausschliessen müssen, in denen ein und derselbe Zweck gleichzeitig durch verschiedene Mechanismen erreicht wird, ganz abgesehen von den Klassen, in denen die Variabilität eines Teiles zwecklos erscheint. Am gebräuchlichsten sind die Klassen 3 und 4, weniger 2, 5 und 9, während die übrigen nur einzeln ihre Vertretung finden, die meisten gar nicht existieren.

Es entspricht weder dem Zweck noch dem Umfang dieses Werkchens, alle Klassen zu untersuchen, es soll nur an den hauptsächlichsten die Anwendung des Diagramms gezeigt werden, wie es bereits an Klasse 4 geschehen ist

Die Unterscheidungsmerkmale liegen in den verschiedenen Formen des Mechanismus der Plattenverstellung, welche sich auf den Fig. 28 angegebenen zurückführen lassen.

Die Verschiebung der arbeitenden Kanten ist die Horizontalkomponente der Bewegung der Nocken n und n_1 in den Schlitzen der Platte B. Wickelt man B cylindrisch auf die Schieberstange auf, so bilden die Schlitze gegenläufige Schraubengänge, wie bei der Meyerschen Steuerung. Für o konst. und z variabel erhält man auf diese Weise die Krausesche uud bei $\varrho_e = o$ die Farcot-Steuerung.

Denkt man sich o und z zusammenfallend und benutzt diese gemeinschaftlichen Kanten als Arbeitskanten, indem man die Durchlasskanäle parallel dazu legt, so wird B, senkrecht zur Schieberstange verschiebbar, die Expansionsplatte, eine in einer grösseren Anzahl von Steuerungen angewandte Konstruktion. Die Verschiebung von B kann man sich als Kreisbewegung an unendlich langem Radius vorstellen, Legt man den Mittelpunkt dieser Kreisbewegung in die Axe der Schieberstange, indem man B und den Grundschieberrücken cylindrisch um die Stange aufwickelt, so hat man die Rider-Steuerung. Die graphische Behandlung ist bei allen dieselbe. Bei Klasse 2 der Krause- und Farcot-Steuerung hat man nur zu beachten, dass die Durchlasskurve für das Öffnen bei allen Füllungen dieselbe bleibt, da o konstant ist, während sie für den Schluss gerade so, wie bei der Meyerschen Steuerung variabel wird. Ebenso ist die Relativbewegung keine geschlossene, sondern eine periodische, nämlich nur solange dauernd, wie die Nocken n und n_1 an o bezw. z (Fig. 28) anstossen.

Fig. 29 zeigt das Diagramm der Farcot-Steuerung für 0,15 Füllung. Da $\varrho_e = o$ ist, so ist ϱ_r als Verbindungslinie der Endpunkte von ϱ und ϱ_e der Grösse nach gleich ϱ. Verlegt man es parallel mit sich selbst, so dass S nach O gelangt, so ist $O\,Sr = \varrho_r$. Der relative Schieberkreis liegt also symmetrisch zum Grundschieberkreise. Demnach ist $O\zeta = -\xi_{r\,I}$ und $O\nu = -\left\{a + (-\xi_{r\,I})\right\}$. Hiernach $\zeta\,\alpha\,\beta\,\nu\,\zeta$ die Schlusskurve des Durchlasses. Das Öffnen desselben erfolgt stets so, dass es in der relativen Totlage beendet ist, sein Anfang liegt also um a vor derselben. Da nun $\varrho_r = e + a$ ist, so ist λ der Beginn der

Öffnung und $\alpha' \beta' \lambda$ die Öffnungskurve, welche für alle Füllungen dieselbe bleibt. Die effektive Einlasskurve ist $\vartheta \eta \gamma$.

Die Maximalfüllung fällt in die relative Totlage, weil die Expansionsplatte auf dem Rücken des Grundschiebers liegen bleibt und nicht sofort wieder zurückgeht. Besser liegt sie etwas vor derselben, damit die Platte zur Deckung über die Aussenkante des Durchlasses hinausgeht. Die Plattenverschiebung ist $\mu = \varrho_r - \zeta_{rI}$ bezw. $\mu = \xi_{r\,max} - \xi_{rI}$. Zu bemerken ist, dass ξ_{rI} selbst für Nullfüllung noch negativ ist.

Die Plattenlänge ist $l = \varrho_r + \xi_{r\,min} - a + e'$ wie bei der Meyerschen Steuerung, dagegen $L_{min} = \frac{2\,l + a}{2}$, wie aus Fig. 30 ersichtlich; denn wenn der Grundschieber im Totpunkte rechts steht, so ist der Durchlass rechts gerade geöffnet, während für die Maximalfüllung links gerade abgeschlossen wird. Für diese ist aber $\mu = o$ und die Platten haben ihre nächste gegenseitige Lage, sie können sich hierbei mit den Innenkanten berühren, welche nicht, wie bei der Meyerschen Steuerung, symmetrisch zu M_e liegen, weil sie eine Relativbewegung von der Grösse μ_{max} zu M_e vollziehen, solange die Nocken n und n_1 nicht anstossen. Diese Relativbewegung nimmt mit der Füllung ab und wird für μ_{max} zu Null, d. h. die Plattenbewegung wird zwangläufig (Fig. 32a).

Die Krausesche Steuerung zeigt Fig. 31 im Diagramm. Sie ist ihrem Wesen nach eine Farcot-Steuerung, von welcher sie sich nur dadurch unterscheidet, dass $\varrho_e > o$ und konstant ist. Zunächst resultiert daraus eine grössere Maximalfüllung, welche bei Farcot nur ungefähr 0,4 wird.

In Fig. 32 ist die Steuerung für 0,04-Füllung verzeichnet. Es geht daraus in Übereinstimmung mit dem Diagramm hervor, dass, wenn der Verstellungsapparat B (Fig. 32a) diese Füllung noch ergeben soll, der Durchlass nur noch um a' geöffnet wird, und es zeigt sich, dass $\xi_{r\,min} + a \leq \varrho_r$ sein muss, wenn der Durchlass für alle Füllungen ganz geöffnet werden soll.

Beide Steuerungen eignen sich nur für Maschinen mit geringer Tourenzahl, da die von den Platten ausgeübten Stösse nachteilig wirken müssen und bei grösserer Schiebergeschwindigkeit die Platten nicht mehr sicher vom Grundschieber mitgenommen werden. Die Teilung der Durchlasskanäle ändert hieran wenig, weil dadurch das Gewicht der Schieber vergrössert wird.

Die Rider-Steuerung ist eine Spezialität der Meyerschen Steuerung. Die Platten sind aus der rechteckigen Form zu Parallelogrammen verschoben, und ihre einander zunächst liegenden Enden decken sich, so dass aus beiden ein Trapez entsteht (Fig. 33). Ihren Aussenkanten parallel liegen die Durchlasskanäle. Die Höhe des Trapezes ergiebt sich zu $2u + b + h$, worin u die seitliche Überdeckung, b die Kanalbreite und h die Strecke bezeichnet, um welche das Trapez senkrecht zur Schieberbewegung verschoben werden kann. Die Grösse h bestimmt sich entweder aus dem Ausschlage des Regulators und seiner Energie, wenn derselbe sämtliche Füllungsgrade beherrschen soll, und daraus ergiebt sich nach der Gleichung $h = \mu_{max}$ tang φ der Trapezwinkel φ; oder man nimmt h an mit Rücksicht auf die Dimensionen des Schieberkastens, welcher zu beiden Seiten des Schiebers den erforderlichen Platz aufweisen muss. Dies hat wohl dahin geführt, das Trapez nebst den Schieberrücken cylindrisch um die Axe der Schieberstange zu legen, die eigentliche Form der Rider-Steuerung (Fig. 35). Die entsprechenden Dimensionen sind aus der Figur ersichtlich. Man erreicht hierdurch nicht nur kleinere Dimensionen des Schieberkastens, sondern auch einen geringeren Flächendruck, da die vom Dampfe gegen den Grundschieber gedrückte Fläche nur die Sehne s des vom Grundschieber umschlossenen Bogens zur Breite hat, anstatt der Bogenlänge bei abgewickelter Fläche. Besser jedoch wirkt noch der Regulator, wenn der Expansionsschieber entlastet ist. Man denke sich zwei Trapeze (Fig. 35a) zusammen mit den zugehörigen Schieberrücken auf einen Cylinder aufgewickelt (Fig. 35), so dass jedes den halben Cylinder umfasst, während die Durchlasskanäle des einen nach unten, die anderen nach oben gerichtet sind und die letzteren durch Seitenkanäle mit den unteren in Verbindung stehen, und lasse den Dampf in die Mitte des Cylinders eintreten. Er strömt dann durch je zwei Kanäle, so dass die Weite derselben $\frac{ab}{2}$ sein kann. (Fig, 35a.) Dadurch lässt sich die Relativbewegung wie bei geteilten Kanälen verkleinern, so dass der Regulator sowohl durch die Entlastung als auch durch die geringere Schiebergeschwindigkeit fähig wird, die Steuerung zu bethätigen. Erfahrungsgemäss bewährt sich dieselbe bei kleineren Maschinen, bei welchen der Durchmesser des Expansionscylinders 150 *mm* nicht übersteigt, noch bei hohen Tourenzahlen. Bei grösserem Durchmesser soll die Tourenzahl kleiner gehalten werden, weil die Trägheit der Schiebermasse ungünstig auf die Zapfenverbindungen der äusseren Steuerung einwirkt, da ihre lebendige Kraft nicht

wie bei den Gestängemassen des Dampfcylinders durch Kompression und Gegendampf in Wärme umgesetzt wird. Eine besondere Schwierigkeit bereitet der dauernd dampfdichte Schluss, da man einen Vollcylinder in einen Hohlcylinder nicht genau einschleifen kann. Geschieht dies dennoch in praktisch zufriedenstellender Weise, so wird sich doch bald der Schieber, wenn er schwer ist und seine Axe horizontal liegt, auf der unteren Seite einschleifen, so dass die obere sich von ihrem Spiegel ablöst. Man vermeidet dies bei stehenden Maschinen, wie bei Schiffsmaschinen, wo ausserdem das Gewicht des Schiebers durch die Wirkung kleiner Dampfkolben ausgeglichen wird.

Es ist nun eine Thatsache, dass aus Eisen oder Stahl hergestellte Teile im Dampfe schnell der Korrosion ausgesetzt sind, so dass z. B. die Stahlspindeln der Meyerschen Steuerung in kurzer Zeit toten Gang bekommen, auch wenn die Muttern von Bronze ausgeführt sind. Dies hat zu vielen Konstruktionen Veranlassung gegeben, bei denen der Verstellungsmechanismus der Platten ausserhalb des Schieberkastens angebracht ist.

Diese Einrichtungen sind derart, dass jede der beiden Platten eine besondere Schieberstange erhält, welche ausserhalb des Schieberkastens durch eine Traverse mit der Excenterstange verbunden werden. Die Verdrehung dieser Traverse durch den Regulator hat dann die Verstellung der Platten zur Folge.

Einer besonderen Besprechung sollen noch die Klassen 5, 13 und 9 unterzogen werden, welche in der Praxis mehrfach vertreten sind.

Klasse 5. δ_e variabel, ϱ_r, o und z konstant.

Diese Klasse hat eine Schieberplatte, zwangläufig mit der Schieberstange in der Bewegungsrichtung verbunden, während die arbeitenden Kanten normal zur Bewegungsrichtung stehen. Der Voreilwinkel δ_e ist unter der Einwirkung eines Regulators veränderlich.

Fig. 36 zeigt das Diagramm einer solchen Steuerung. Als normale Füllung ist 0,25 angenommen. Dieselbe soll durch die Reguliervorrichtung auf 0,35 erhöht und bis 0,15 herabgezogen werden können.

Der Bedingung einer bestimmten Abschlussgeschwindigkeit mag durch die relative Mittellage RM und die aus dem Schlusswinkel (s. Seite 30) sich ergebende Länge $\varrho_r = OS_r$ für die normale Füllung genügt sein, dann ist $Oc = \xi_{rI}$. Da nun die Entfernung der arbeitenden Kante von Me nicht geändert wird, weil o und z konstant sind, so kann früherer oder späterer Schluss nur durch Änderung der Relativbewegung

erfolgen, und zwar nur durch Vergrösserung oder Verkleinerung von δ_e, wie verlangt wird. Der Endpunkt S_e des Expansionsexcenters ϱ_e bewegt sich, da ϱ_e konstant ist, auf einem Kreise um O, und es handelt sich jetzt um die Aufgabe, für die geforderten Füllungen 0,35 und 0,15 als Grenzen die Veränderlichkeit des Winkels δ_e zu bestimmen.

Da ξ_{rI} für alle Füllungen dasselbe bleibt, so muss es in jeder Kurbellage Sehne des zugehörigen relativen Schieberkreises sein, $Oc = Oe = Od$. Demnach sind e und d Punkte der zu bestimmenden Kreise. Diese gehen ausserdem sämtlich durch O und der geometrische Ort ihrer Mittelpunkte ist ein mit $\frac{\varrho_e}{2}$ als Radius um die Mitte M von ϱ geschlagener Kreisbogen, wie sich aus Fig. 43 auf Grund der Ähnlichkeit der Dreiecke, $SMN \sim SOS_e$, sofort ergiebt. Überträgt man diese Konstruktion nach M_1, so ist $N_1 N_1$ der gesuchte geometrische Ort. Die Mittelpunkte ergeben sich danach als Schnittpunkte der in den Mitten von Oe und Od errichteten Normalen mit $N_1 N_1$. Man ersieht, dass die Relativbewegungen nach den kleineren Füllungen hin schnell wachsen, nach den grösseren abnehmen.

Die Länge der Expansionsplatte ist $2l = \varrho_r'' + (-\xi_{rI}) + a + e'$ (Fig. 38) und $L_{min} = l + \xi_{rI}$.

Um möglichst geringe Reibungswiderstände und kleine Masse der Expansionsplatte zu erhalten, wird man gut thun nicht über L_{min} hinauszugehen, da eine Verlängerung desselben eine gleiche Vergrösserung von $2l$ nach sich ziehen müsste.

Klasse 13. ϱ_e variabel, δ_r, o und z konstant.

In Fig. 38 soll für 0,25 Füllung $OS_r = \varrho_r$ die relative Totlage sein, dann erhält man OS_e (0,25) als entsprechendes ϱ_e. Die Veränderlichkeit soll sich wieder von 0,15 bis 0,35 erstrecken, dann muss ξ_{rI}, weil o und z konstant sind, ebenfalls konstant sein, also $Oc = Oe = Od$. Da δ_e auch konstant ist, so liegen die Endpunkte Se auf der geraden OS_e und die Mitten der Strecken SS_e auf einer durch M gehenden Parallelen zu OS_e. Demnach ist der geometrische Ort für die Mittelpunkte der gesuchten relativen Schieberkreise die zu OS_e durch M_1 gelegte Parallele M_1M_r. Man errichte nun Senkrechten auf Oe und Od, so sind deren Schnitte mit M_1M_r die gesuchten Mittelpunkte M'_r und M''_r.

Man ersieht sofort, dass die Änderung der Relativbewegung hier entgegengesetzt derjenigen der vorigen Klasse ist.

Verzichtet man auf grosse Abschlussgeschwindigkeit, so kann man ϱ_r für Normalfüllung kleiner nehmen, wodurch die Veränderlichkeit von ϱ_e geringer wird.

Auch hier ist wieder $2\,l = \varrho''_r + (-\,\xi_{rI}) + a + e'$

$$\text{und } L_{min} = l + \xi_{rI}$$

Klasse 9. δ_e und ϱ_e variabel, o und z konstant.

Man kann durch gleichzeitige Veränderung von δ_e und ϱ_e die Füllung ändern, wenn man ϱ_r für die Normalfüllung bestimmt und dies konstant lässt. Es geschieht dadurch, dass man den Endpunkt S_e des Expansionsexcenters ϱ_e auf einem Kreisbogen um den Endpunkt von ϱ führt.

Fig. 40 zeigt das Diagramm. Für 0,25 Füllung ist ϱ_r so bestimmt worden, dass der Abschluss mit 0,18 l erfolgt.

Daraus ergiebt sich $Oc = \xi_{rI}$. Dies bleibt konstant $= Oe = Od$ für 0,15 und 0,35 Füllung. Der geometrische Ort für die Mittelpunkte der relativen Schieberkreise ist ein Kreisbogen vom Radius $\frac{\varrho_r}{2}$ um O. Die Schnittpunkte der Normalen auf den Mitten von Oe und Od mit diesem Kreisbogen sind die gesuchten Mittelpunkte.

Die Länge von ϱ_r ist hier in der Weise gefunden, dass Om auf der angenommenen relativen Totlage aufgetragen wurde, dann ist $mn \# OI$ gezogen bis zum Schnitt n mit dem zweiten Schenkel des Schlusswinkels φ und $nI \# Om$ gelegt. Mit hinreichender Genauigkeit ist dann $OI = \varrho_r$. Die Schlusswinkel der anderen Füllungen und die zugehörigen Kolbenwege findet man wie in der Figur angedeutet, indem man $a = I''n'' = I'n'$ parallel zu den zugehörigen ϱ''_r und ϱ'_r an I'' und I' anträgt und n'' sowie n' auf den mit ϱ_r geschlagenen Kreis projiciert.

Es ergiebt Fig. 39

bei 0,35	Füllung	0,20	l
„ 0,25	„	0,185	l
„ 0,15	„	0,145	l

Schlussweg des Kolbens.

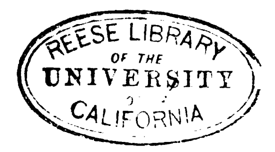
Der Vorteil dieser Anordnung dürfte darin liegen, dass bei der Möglichkeit einer einfachen Ausführung ϱ_e und δ_e weniger variabel werden, als jedes allein bei den beiden vorigen Klassen.

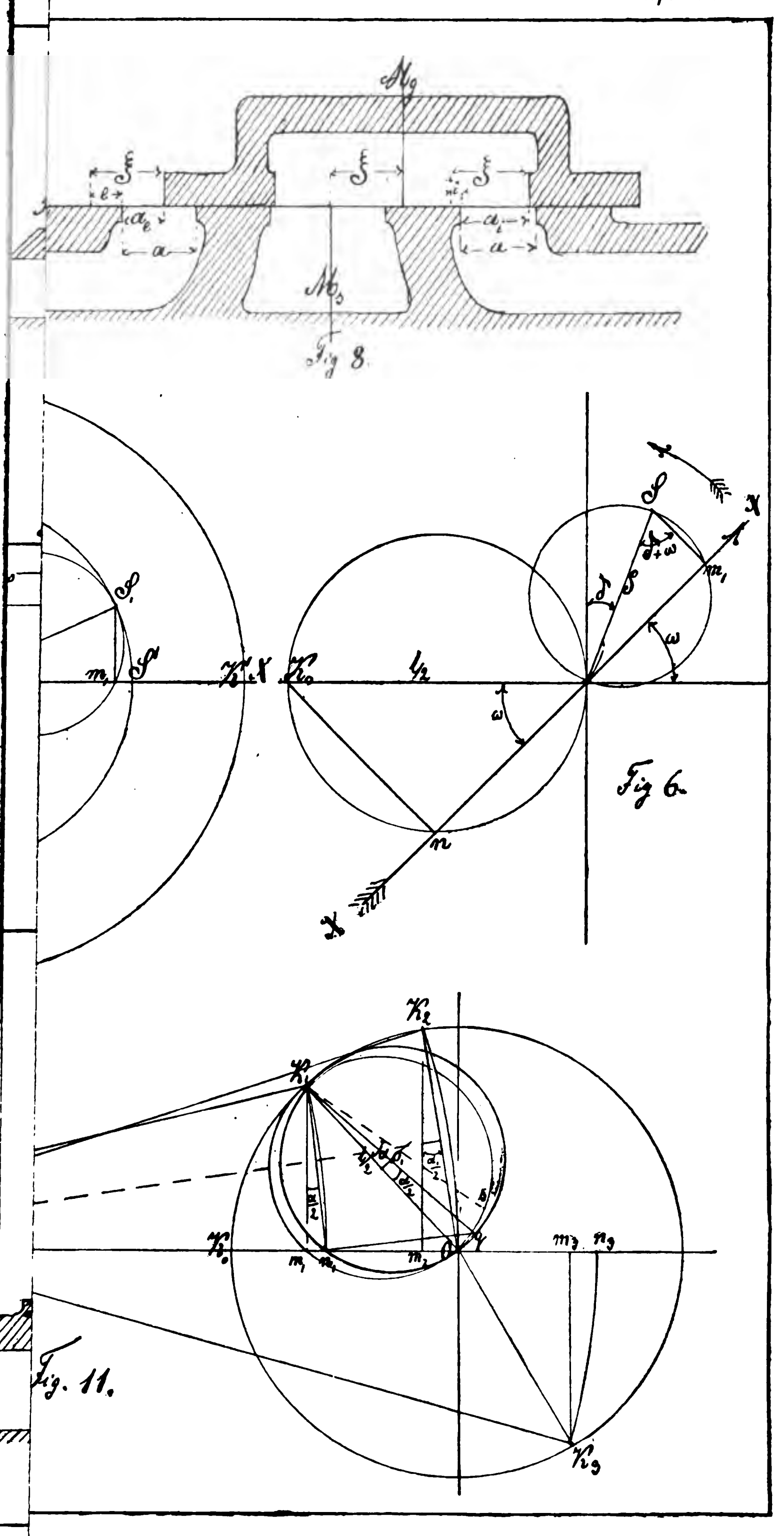
Ausserdem wird

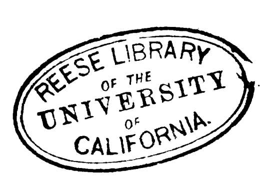
$$2\,l = \varrho_r + (-\,\xi_{rI}) + a + e'$$

also kleiner als bei den Klassen 6 und 13, und $L_{min} = l + \xi_{rI}$.

Druck von Emil Herrmann senior in Leipzig.




Fig 8.
Fig 6.
Fig. 11.



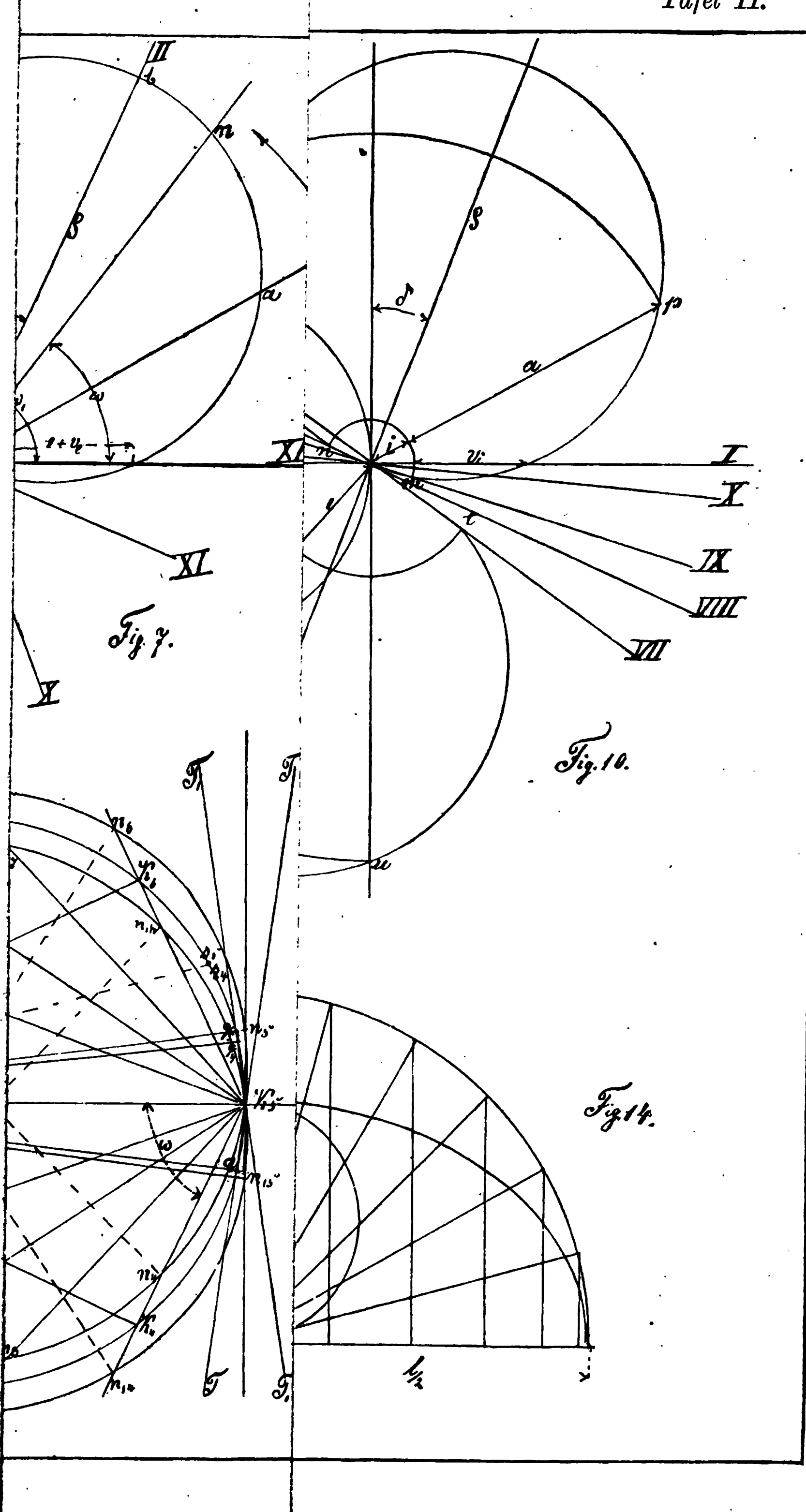
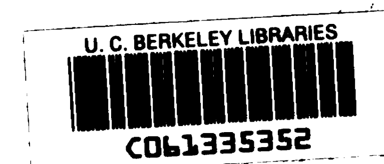

Fig. 7.
Fig. 10.
Fig. 14.
I
X
IX
VIIII
VII
XI
a
p
i
m
l
u

Fig. 39


U. C. BERKELEY LIBRARIES
C061335352

